

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

**Návrh vytápění a klimatizace pro nízkopodlažní hnací
vozidlo motorové i elektrické trakce**

***Conception of Heating and Air-condition for an Emu and
Dmu Railway Car***

Student: Bc. Jan Lučan
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jaroslav Müller, CSc.

Ostrava 2009

Prohlášení vedoucího práce

V průběhu vypracování diplomové práce pana Bc. Jana L u č a n a, jejíž zadání pochází od výrobce kolejových vozidel, došlo ke změnám ve vývojovém programu zadavatele. Proto jsem provedl některé úpravy v Zadání diplomové práce a to v odstavci „Zásady pro zpracování“ místo třívozové nízkopodlažní jednotky na dvouvozovou nízkopodlažní jednotku a dále v odstavci „Zpracujte.“ bod 2., 3. a zařadit nový bod 5. takto:

2. Vyberte nejvhodnější variantu, tj. takovou, aby pro jednotku se závislou trakcí a jednotku s nezávislou trakcí bylo použito maximální množství shodných uzlů a dílů. Zpracujte schémata a popis vytápění, větrání a klimatizace pro obě provedení a jejich popis.
3. Provedte výpočet tepelných ztrát skříně a návrh dimenze vytápěcího a větracího systému jednoho z vozů jednotky. K tomu používejte platné normy a předpisy a uveďte jejich přehled.
5. Vypracujte zdůvodnění zvoleného řešení.

Doc. Ing Jaroslav Müller CSc.
vedoucí diplomové práce.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.

- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB - TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnutou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....

Plné jméno studenta

Příborská 413,
Kopřivnice 742 21

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

LUČAN, J. *Návrh vytápění a klimatizace pro nízkopodlažní hnací vozidlo motorové i elektrické trakce*. Ostrava: Institut dopravy, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 69 s., Diplomová práce, vedoucí doc. Ing. Jaroslav Müller, CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem vytápěcího a větracího zařízení nízkopodlažní jednotky závislé a nezávislé trakce. Součástí práce je i výpočet tepelných ztrát skříně jednoho vozu jednotky a návrh dimenze vytápěcího a klimatizačního zařízení.

ANNOTATION OF GRADUATION THESES

LUČAN, J. *Conception of Heating and Air-condition for an Emu and Dmu Railway Car*. Ostrava: Department of transport, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 69 p., Dissertation work, head doc. Ing. Jaroslav Müller, CSc.

The thesis deals with a proposal for heating and air conditioning device for a low-floor Emu and Dmu railway unit. A calculation of heating losses of a body wagon of one railway car unit and a proposal for heating and air conditioning unit dimensions are a part of the thesis.

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE

Úvod	8	
Seznam zkratk a symbolů	9	
1	Analýza možných principů vytápění, větrání a klimatizace osobních kolejových vozidel	12
1.1	Vytápění a větrání kolejových vozidel	12
1.2	Klimatizace kolejových vozidel	18
2	Návrh vytápěcího systému nízkopodlažní jednotky pro závislou a nezávislou trakci	21
2.1	Nízkopodlažní jednotka nezávislé trakce	21
2.1.1	Všeobecně	21
2.1.2	Vytápění, větrání a klimatizace prostorů pro cestující	22
2.2	Nízkopodlažní jednotka závislé trakce	27
2.2.1	Všeobecně	27
2.2.2	Vytápění, větrání a klimatizace prostorů pro cestující	27
3	Výpočet tepelných ztrát skříně a návrh dimenze vytápěcího a větracího systému	31
3.1	Základní podmínky a požadavky podle příslušných norem	31
3.2	Tepelně technické výpočty skříně kolejových vozidel	33
3.2.1	Vytápění	39
3.2.1.1	Výpočet tepelných ztrát skříně vozidla Q_s	41
3.2.1.2	Výpočet tepelných odporů	42
3.2.2	Chlazení	47
3.3	Výpočet tepelně technických parametrů	49
3.3.1	Výpočet tepelných odporů kolejového vozidla	49
3.3.2	Výpočet celkové tepelné ztráty vozidla Q_c	57
3.3.3	Stanovení výkonu vytápěcího zařízení	62
3.3.4	Stanovení tepelně technickým parametrů K_s a q_c	66
4	Analýza a závěr zvolených řešení	67
Použitá literatura		69

Úvod

Cíl práce:

Cílem práce je návrh systému vytápění, větrání a klimatizace pro nízkopodlažní jednotku závislé a nezávislé trakce s použitím maximálním množstvím shodných uzlů a dílů. Následně pak provést výpočet tepelných ztrát a návrh dimenze vytápěcího a klimatizačního systému jednoho z vozů jednotky.

Práce je rozdělena na čtyři kapitoly. První kapitola se snaží podat vysvětlení o vybraných v současnosti používaných vytápěcích systémech. V kapitole jsou popsány dva principy vytápění, které považují za nejefektivnější možnost vytápění kolejových vozidel.

Druhá kapitola se zabývá samotným návrhem vytápěcího, větracího a klimatizačního systému na jednotkách. Návrh je uplatňován na nízkopodlažní jednotku nezávislé a závislé trakce. Je zde přihlédnuto na možnost co největšího počtu shodných dílů, které mohou ušetřit technické změny na jednotkách. V kapitole je proveden pouze návrh rozmístění zařízení pro činnost vytápěcího, větracího a klimatizačního zařízení s příslušným popisem.

Třetí kapitola, nejrozsáhlejší, se věnuje technickým výpočtům v oblasti prostupu tepla přes skříň vozidla a návrhu výkonových hodnot vytápěcího a klimatizačního zařízení. V úvodu kapitoly je seznámení s teoretickou částí, kde je proveden výpis důležitých vzorců, požadavků, kritérií, které musí být dodrženy při samotném výpočtu. Po této teoretické části je provedena výpočtová část.

V poslední kapitole diplomové práce je zhodnocení zvolených řešení.

Seznam zkratk a symbolů

C	$(W.m^{-2}.K^{-4})$	součinitel vzájemného sálání
I	(m^3)	celkový vnitřní objem vozidla
I_j	$(W.m^{-2}.h^{-1})$	intenzita slunečního záření na j-té stěně
k_j	$(W.m^{-2}.K^{-1})$	součinitel přestupu tepla danou j-tou stěnou
K_s	$(W.m^{-2}.K^{-1})$	součinitele prostupu tepla
n	$(-)$	celkový počet vrstev
P	$(\%)$	přirážka na zhoršující se provozní vlivy tepelné izolace jako vlhnutí, setřásání a nedokonalá montáž
P_2	$(\%)$	přirážka na tepelné můstky
q_c	$(W.m^{-3}.K^{-1})$	měrné tepelné ztráty
Q_c	(W)	celková ztráta vozidla
Q_i	(W)	tepelná ztráta infiltrací
Q_{li}	(W)	produkce tepla osobami ve vozidle
Q_m	(W)	produkce tepla vnitřními stroji
Q_o	(W)	základní ztráta prostupem tepla stěnami skříně vozidla
Q_{osl}	(W)	tepelný zisk osluněním vozidlové skříně
Q_s	(W)	tepelná ztráta skříně vozidla
Q_{sp}	(W)	tepelný zisk vozidla propustností slunečního záření okny

Q_t	(W)	tepelná ztráta vytápěcího zařízení umístěného mimo skříň vozidla
Q_v	(W)	tepelná ztráta větráním
Q_z	(W)	celkový tepelný zisk vozidla
R	($m^2.K.W^{-1}$)	tepelný odpor stěny složené z n-vrstev
R_r	($m^2.K.W^{-1}$)	redukovaný tepelný odpor stěny
S	(m^2)	povrch vozové skříně
s_j	(m)	tloušťka jednotlivých vrstev stěn
S_j	(m^2)	plocha j-té stěny
$s_{vzd.m}$	(m)	tloušťka vzduchové mezery
T_{em}	($^{\circ}C$)	výpočtová venkovní teplota
T_{im}	($^{\circ}C$)	výpočtová teplota vzduchu uvnitř vytápěného prostoru
v	($km.hod^{-1}$)	rychlost vozidla
V_1	($m^3.h^{-1}$)	objemový průtok větracího vzduchu na jednu osobu
V_i	($kg.m^{-3}$)	celkový objemový průtok infiltrovaného vzduchu
V_l	($kg.m^{-3}$)	celkový objemový průtok venkovního větracího vzduchu
x	(-)	celkový počet ochlazovaných stěn
z	(-)	celkový počet cestujících
α_e	($W.m^{-2}.K^{-1}$)	součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu stěny

α_i	$(W.m^{-2}.K^{-1})$	součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu stěny
λ_j	$(W.m^{-1}.K^{-1})$	součinitel tepelné vodivosti materiálu jednotlivých
λ_k	$(W.m^{-1}.K^{-1})$	přírůstek tepelné vodivosti vlivem konvekce
λ_o	$(W.m^{-1}.K^{-1})$	tepelná vodivost klidného vzduchu
λ_s	$(W.m^{-1}.K^{-1})$	přírůstek tepelné vodivosti vlivem sálání
ξ	(K^4/K)	teplotní součinitel
ξ_j	$(-)$	poměrný součinitel propustnosti slunečního záření
ν_i	$(-)$	poměrný součinitel absorpce slunečního záření

1 Analýza možných princípů vytápění, větrání a klimatizace osobních kolejových vozidel

1.1 Vytápění a větrání kolejových vozidel

Vytápěcí zařízení kolejových vozidel lze rozdělit dle různých hledisek a kritérií. Nejzákladnější rozdělení vytápěcích zařízení může být podle závislosti přiváděné energie. Podle tohoto rozdělení mohou vytápěcí zařízení být

- závislá
- nezávislá

Závislá vytápěcí zařízení potřebují buď centrální zdroj energie umístěný na kolejovém vozidle nebo elektrické napojení na hnací vozidlo. Jedná se tedy o zařízení závislé na elektrické energii. Nezávislá vytápěcí zařízení nejsou závislá na elektrické energii a většinou jde o naftové agregáty.

Dalším možným kritériem pro rozdělení vytápěcích soustav je způsobu šíření tepla. Podle toho lze vytápěcí soustavy rozdělit na:

- konvekční
- teplovzdušné
- kombinace konvekčního a teplovzdušného vytápění

Podle zdroje vytápěcí energie můžeme mít vytápěcí soustavy:

- elektrické
- naftové
- parní (používány dříve)

Obecně můžeme říct, že konečné provedení vytápěcí soustavy se liší druhem použitého kolejového vozidla a technickými požadavky, které jsou kladeny

na kolejové vozidlo. Konvekční a teplovzdušný způsob vytápění (kombinace) je dnes nejpoužívanější.

Větrání kolejových vozidel se děje přirozeně nebo nuceně. Při přirozeném větrání odpadní vzduch samovolně opouští větrací prostor. Nevýhodou přirozeného větrání je, že chladný vzduch se drží při zemi a těžko se poté odvětrává. Při nuceném větrání je odpadní vzduch odsáván a nebo přivádíme vhodným zařízením, většinou pomocí větracích ventilátorů a ve větraném prostoru se vytváří nucená cirkulace vzduchu.

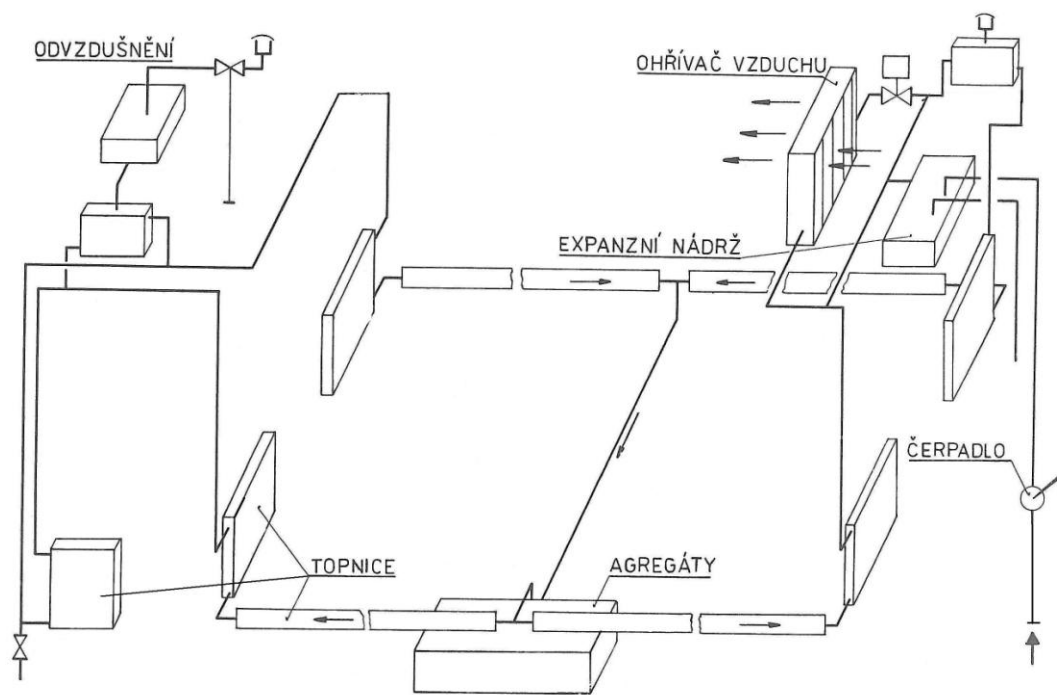
Konvekční vytápění

Konvekce je přenos tepla, kdy dochází k proudění hmoty o různé teplotě. Tepelné proudění se uplatňuje pouze u kapalin a plynů. Pohybem hmoty dochází k promíchávání jednotlivých částí, které mají odlišnou teplotu a tím se přenáší teplo mezi různými částmi hmotného útvaru.

U kolejových vozidel se s konvekčním vytápěním můžeme setkat v podobě elektrických topnic u závislých topení nebo v podobě např. žebrovaných trubek u nezávislých topení. U nezávislých topení je přenosným médiem kapalina, která je ohřívána buď teplotou spalované nafty ve spalovacím agregátu (chladicí okruh spalovacího agregátu) nebo je ohřívána v samostatném naftovém agregátu. Kapalina je poté rozváděna nuceným oběhem pomocí rozvodů ve voze a od stopnic je ohříván okolní vzduch. Konvekční topení je nutné kombinovat s teplovzdušným přídavným zařízením, které vhání vzduch stropními prostory do vozu přes výměník vyhřívaný topnou kapalinou. Tato kombinace je tedy používána jak pro vytápění, tak i pro přísun čerstvého vzduchu do vytápěného prostoru, což je předepsáno normami UIC 553 a TNŽ 28 7300.

Na obrázku 1.1 je zobrazeno schéma konvekčního vytápění s teplovzdušným přídavným zařízením. Z naftového agregátu je pomocí rozvodů rozvedena kapalina po voze k jednotlivým topnicím, které jsou zapojeny do série (zapojení topnic může být i paralelně). Potrubí z topnic odvádí kapalinu přímo nebo přes ohříváč vzduchu (výměník kapalina – vzduch) zpět do naftového agregátu. Expanzní nádrž udržuje v systému změny v roztažnosti vody bez její

zbytečné ztráty, dále udržuje přetlak v topné soustavě a samočinně doplňuje vodu do topné soustavy při drobných netěsnostech.



Obr. 1.1: Schéma teplovodního topení s využitím kapaliny z chladicího okruhu spalovacího agregátu [1]

Konvekční vytápění je možné využívat u jednotek nezávislé i závislé trakce. U jednotek nezávislé trakce můžeme využít odpadní teplo z chladicího okruhu spalovacího motoru. U jednotek závislé trakce je možno použít pro konvekční vytápění elektrické topnice, které ohřívají okolní vzduch.

Jak je však uvedeno výše, konvekční vytápění je vždy nutno doplnit příívodem čerstvého vzduchu, který je v chladném období ohříván na teplotu v oddílech a hlavní topný výkon je pak zabezpečován zmíněným konvekčním vytápěním.

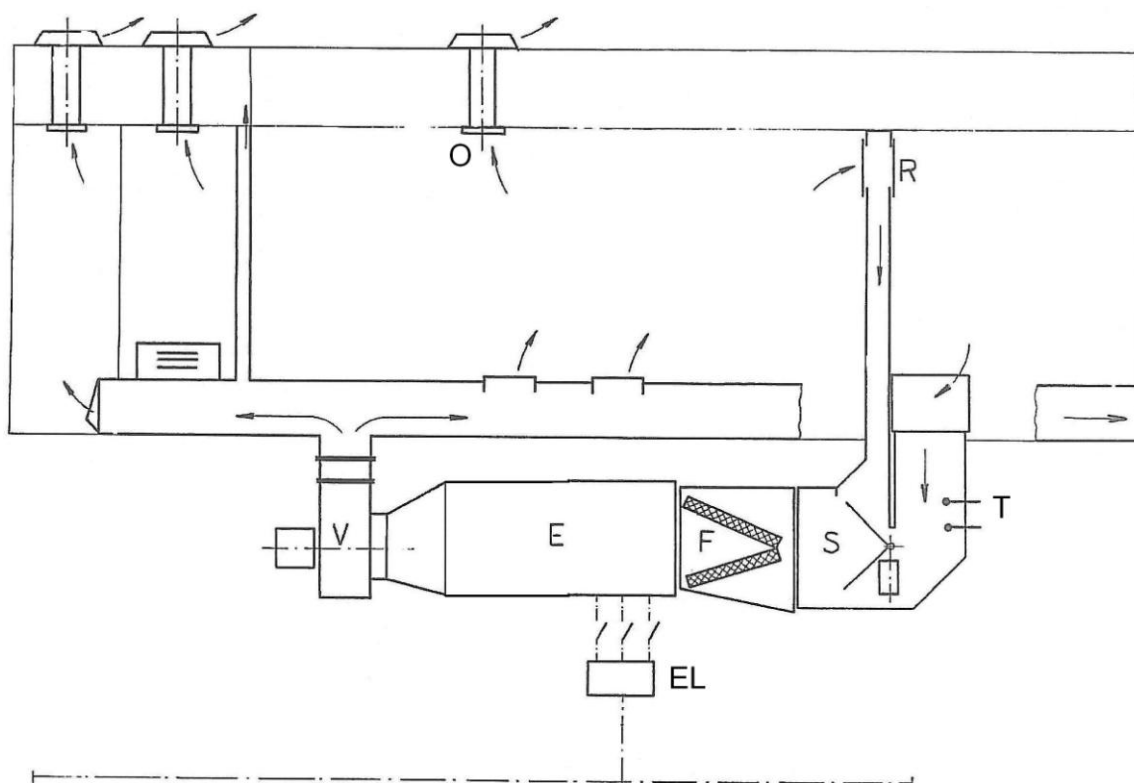
Tento způsob vytápění se využívá zejména u nízkopodlažních vozidel, kdy z konstrukčních prostorových důvodů není možné vést vzduchové kanály pod vstupními dveřmi.

Teplovzdušné vytápění

U tohoto systému je celý topný výkon soustředěn do výměníku, který je umístěn pod vozem nebo na střeše a který ohřívá vzduch přiváděný do vozu.. Vzduch je nasáván ventilátorem přes vzduchové filtry, dále směřuje do výměníku, kde je ohříván a pomocí rozvodů vzduchu je rozveden po voze. Výkon ohříváče vzduchu bývá z důvodu regulace topení rozdělen do několika výkonových částí.

Mezi výhody teplovzdušného vytápění patří možnost využití recirkulace vnitřního vzduchu. Vzduch z oddílu cestujících je odsáván do směšovací komory, odkud je poté spolu s čerstvým vzduchem vrácen zpět do prostoru cestujících. Množství vzduchu odsávaného z prostoru cestujících do směšovací komory je dán nastavením polohy klapky ve směšovací komoře. Výhodou recirkulace vzduchu je snížení doby předtápění a snížení energie na ohřev vzduchu nasávaného z venkovního prostředí. Regulace vytápění však musí být řízena tak, aby i při využívání recirkulace bylo v provozu zabezpečeno celkové množství čerstvého vzduchu předepsané normami.

Obrázek 1.2 znázorňuje schéma teplovzdušného elektrického vytápění (může být i naftové). Vzduch je nasáván ventilátorem V přes filtry F. Filtry je nutno v pravidelných intervalech udržovat a důsledně čistit z vnější i z vnitřní strany. Při zanedbání údržby může dojít k výpadku zařízení z důvodu jeho přehřátí. Ve výměníku E se vzduch ohřívá. Rozvádí se pomocí vzduchových rozvodů po kolejovém vozidle. Odsávání odpadního vzduchu se děje pomocí stropních vývodů O, které vzduch odvádějí mimo kolejové vozidlo do venkovního prostoru. Při nízkých venkovních teplotách nebo při předtápění může vzduch pomocí odsávací mřížky R recirkulovat z vnitřního prostoru. Vzduch je veden do směšovací komory S, kde je pomocí klapky regulováno množství vzduchu proudícího z vnitřního prostoru vozidla a probíhá zde jeho smíchání s čerstvým vzduchem nasávaným z venkovního prostředí.



Obr. 1.2: Schéma jednokanálového teplovzdušného systému vytápění [1]

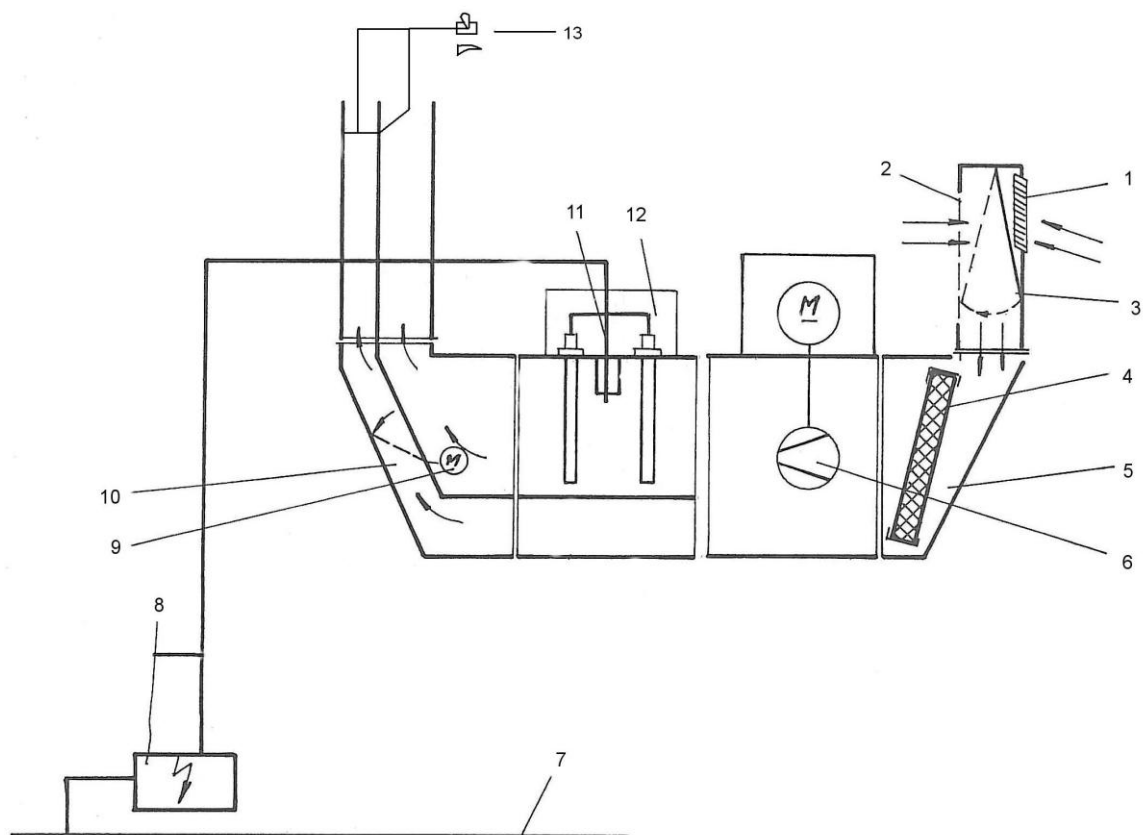
Popis zkratk na obr. 1.2

R	odsávací mřížka	S	směšovací komora
F	vzduchový filtr	E	výměník
V	ventilátor	EL	elektrické řízení
T	termostat	O	odvod odpadního vzduchu

Na obr. 1.2 je popsán tzv. jednokanálový teplovzdušný systém. Regulace teploty u tohoto teplovzdušného vytápění se děje centrálně. V samotném ohřívači a v případě oddílového vozu není možné teplotu upravit individuálně. Tento jednokanálový systém je tedy vhodný zejména pro velkoprostorové vozy.

Nevýhodu jednokanálového teplovzdušného systému vytápění odstraňuje tzv. dvoukanálový systém. Ohřívačem prochází jen část nasávaného vzduchu. Zbytek vzduchu ohřívač obchází a do oddílu vstupuje zvláštním kanálem. Mísení ohřátého a chladného vzduchu se děje v každém oddíle zvlášť nastavením

regulační klapky. Cestující tým mají možnost si v jednotlivých kupé individuálně nastavit v určitých mezích vnitřní teplotu. Obrázek 1.3 znázorňuje dvoukanálový teplovzdušný systém vytápění.



Obr. 1.3: Schéma dvoukanálového teplovzdušného systému vytápění [1]

Popis zkratek na obr. 1.3

- 1 nasávací mřížka
- 2 nasávání recirkulačního vzduchu
- 3 klapka pro mísení čerstvého a recirkulačního vzduchu
- 4 výměnné filtry
- 5 filtrační skříň agregátu
- 6 ventilátor s pohonem
- 7 kabel elektrického vedení
- 8 přístrojová skříň elektrického topení
- 9 uzavírací klapka s pohonem
- 10 kanál chladného vzduchu

- 11 tavná pojistka teplovzdušného agregátu
- 12 elektrický ohřívač
- 13 regulační klapka v oddílu vozu

Teplovzdušné vytápění je možné využívat u kolejových vozidel závislé i nezávislé trakce. U kolejových vozidel závislé trakce jsou pro ohřev čerstvého vzduchu využívány především elektrické ohřívače. U kolejových vozidel nezávislé trakce je pro ohřev vzduchu využívána kapalina z chladicího okruhu spalovacích motorů nebo naftové agregáty. U kolejových vozidel nezávislé trakce pro ohřev vzduchu využíváme kapalinu z chladicího okruhu spalovacích motorů nebo naftové agregáty, které ohřívají přiváděný vzduch.

1.2 Klimatizace kolejových vozidel

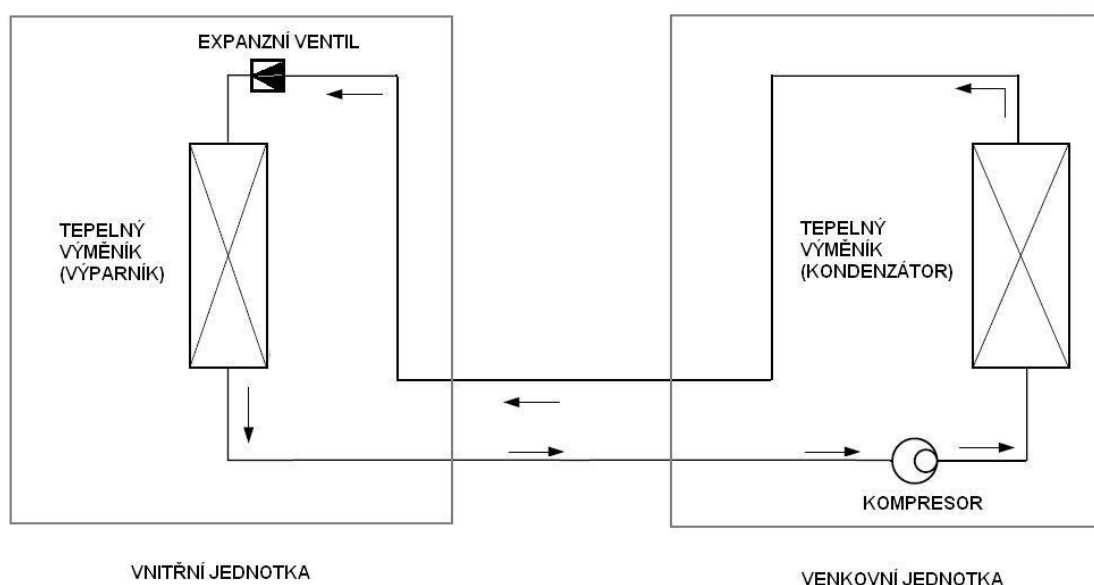
Klimatizace v kolejových vozidel je používána čím dál častěji a jejím hlavním úkolem je zachování příjemné tepelné pohody v prostoru cestujících zejména v horkých letních dnech. Napájení klimatizace je závislé buď na centrálním zdroji elektrické energie nebo na napájení z hnacího vozidla. Na kolejových vozidlech je klimatizace umístěna buď na střeše vozu nebo pod podlahou vozu. Většinou se jedná o uzavřený celek, ve kterém je několik základních zařízení. Jedná se o kompresor, výměník – kondenzátor, výměník - výparník, ventilátor a rozvody.

Princip klimatizace v režimu chlazení začíná v kompresoru, zpravidla umístěném ve venkovní jednotce, kde se stlačují páry chladiva o nízkém tlaku. Z kompresoru vystupuje chladivo o vysokém tlaku a vysoké teplotě. Je přiváděno do výměníku tepla - kondenzátoru, který je ochlazován venkovním vzduchem za pomoci ventilátoru a chladivo je tak odebírána teplota. Přitom dochází ke kondenzaci. Za kondenzátorem je chladivo již v kapalném stavu. Potrubím se kapalně chladivo přivádí do vnitřní jednotky. Zde prochází škrtící kapilárou, případně expanzním ventilem, který snižuje tlak chladiva. Teplota chladiva prudce klesne pod teplotu chlazeného prostoru. Chladivo o nízké teplotě a nízkém tlaku dále postupuje do výměníku tepla – výparníku. Skrze stěny výparníku chladivo

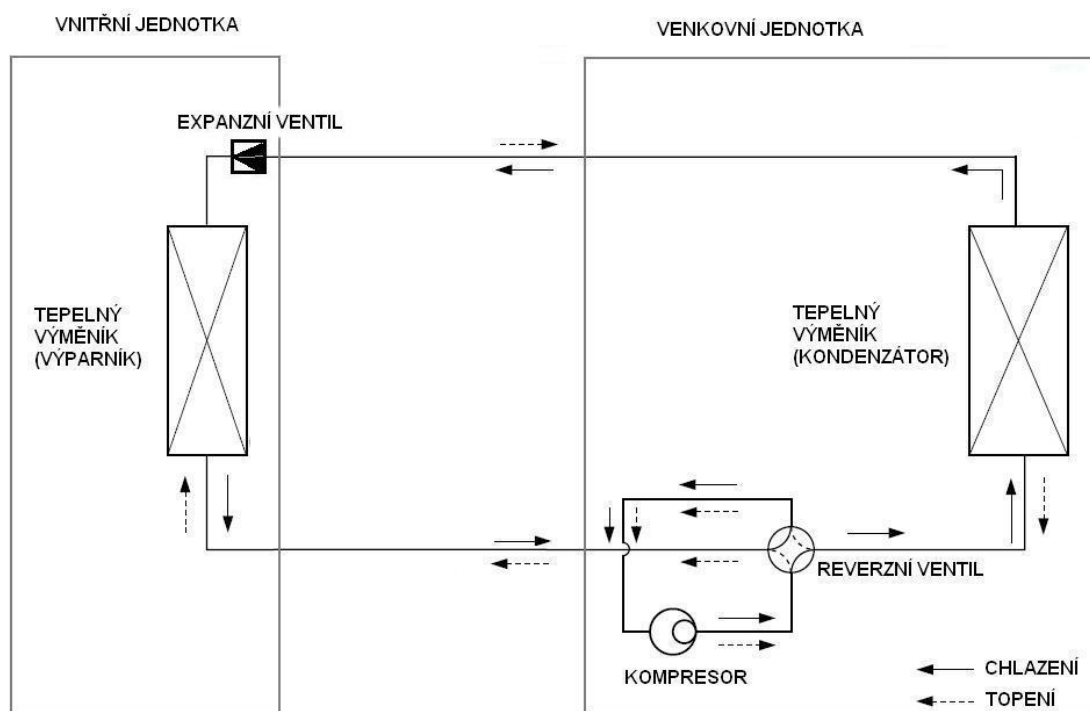
odebírání tepla z okolního vzduchu, který je tudíž hnán ventilátorem a výparníkem tak ochlazován. Na stěnách výparníku se kapalné chladivo odpařuje. Z výparníku odchází chladivo v plynném stavu o nízkém tlaku a nízké teplotě. Potrubím je dopraveno z vnitřní jednotky zpět do venkovní jednotky ke kompresoru a celý cyklus se opakuje. [10]

Klimatizační zařízení je schopné také vytápět požadovaný prostor. U klimatizace mluvíme o systému tepelného čerpadla. Venkovní jednotka je vybavena čtyřcestným (reverzním) ventilem, který otočí směr proudění chladiva mezi vnitřní a venkovní jednotkou. Princip je podobný jako při chlazení, ale chladivo prochází obráceně. Do výměníku vnitřní jednotky přichází stlačené horké chladivo a vzduch v místnosti se ohřívá. Při takovémto způsobu vytápění dochází k úspoře až 60% energie ve srovnání s běžným elektrickým vytápěním.

Klimatizace v režimu tepelného čerpadla je neúčinnější do teploty venkovního vzduchu 0 °C. Je tedy využívána zejména pro přitápění v přechodném období na jaře a na podzim. Tepelné čerpadlo může topit i při teplotách pod bodem mrazu. Je zde ale problém namrzající vzdušné vlhkosti na výměníku tepla venkovní jednotky. Z těchto důvodů u kolejových vozidel není klimatizační zařízení v režimu topení využíváno. [10]



Obr. 1.4: Schéma principu chlazení klimatizačním zařízením [10]



Obr. 1.5: Schéma principu vytápění a chlazení klimatizačním zařízením [10]

2 Návrh vytápěcího systému nízkopodlažní jednotky pro závislou a nezávislou trakci

2.1 Nízkopodlažní jednotka nezávislé trakce

2.1.1 Všeobecně

Nízkopodlažní jednotka nezávislé trakce je složena ze dvou vozů se společným podvozkem mezi dvěma vozy. Vnitřní prostor vozů je koncipován jako velkoprostorový oddíl. Každý vůz jednotky má své vlastní větrací a vytápěcí zařízení a klimatizaci.

Vytápění oddílu pro cestující je teplovodní s teplovzdušným nuceným větráním. Odvod odpadního vzduchu je realizován stropními ventilátory. Zdrojem energie je odpadní teplo z chladicího okruhu motoru. Celý teplovodní okruh je naplněn nemrznoucí kapalinou, jejíž oběh je zabezpečen pomocí oběhových čerpadel.

V případě nedostatku tepelné energie bývá uveden do provozu naftový agregát umístěný za spalovacím motorem. V případě stop stavu motoru a možnosti vnějšího elektrického napájení lze do provozu uvést elektrický ohřívač. Elektrický ohřívač a naftový agregát tvoří jeden celek.

Vytápěcí a větrací agregát je umístěn na střeše vozu. Čerstvý venkovní vzduch je přiváděn přes ochrannou mříž, která zabraňuje vnikání hrubých nečistot do prostoru před vzduchový filtr. Před vzduchovým filtrem se mísí proudy venkovního a recirkulačního vzduchu. Vzduch je pomocí ventilátoru vháněn přes vytápěcí výměník do vzduchových kanálů a rozveden po voze.

2.1.2 Vytápění, větrání a klimatizace prostorů pro cestující

Prostory pro cestující jsou vytápěny teplovodními konvekčními topidly. Topidla jsou umístěna na obou stranách oddílu a jsou vedena nad podlahou vozu podél bočnic vozu. Topidla překrývají děrované plechové kryty. Vizuálně se tak vytváří jeden vytápěcí celek uvnitř oddílu a zároveň plechové kryty chrání cestující proti přímému styku s topidly. Vlivem proudění horké kapaliny v topidlech dochází k přenosu tepelné energie mezi kapalinou a vzduchem.

Teplovodní topidla jsou umístěna ve všech prostorách určených pro cestující včetně WC a nástupních prostorů. V nástupním prostoru jsou podle možností topidla umístěna na obou stranách vozu. Teplovodní potrubí je v místech nástupu cestujících do vozu svedeno pod úroveň podlahy vozu.

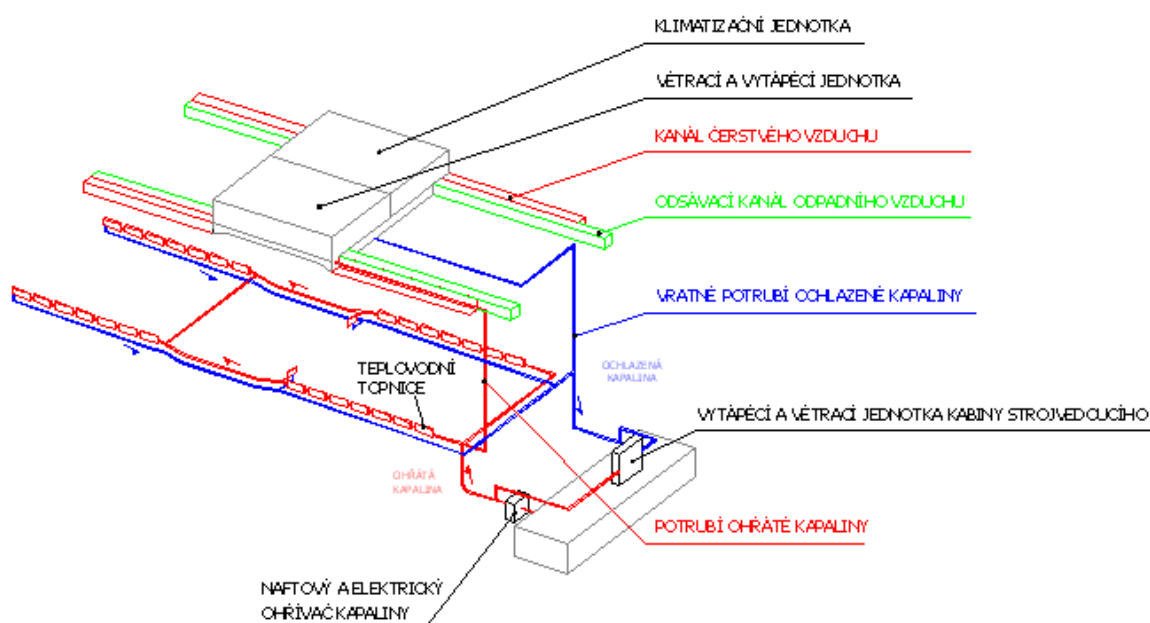
Konvekční topidla jsou zapojena ve voze sériově ve dvou větvích. Obě větve jsou následně propojeny za dveřním prostorem záložním potrubím. Za posledním topidlem jedné větve, které je situováno na opačné straně než kabina strojvedoucího, je vyvedeno potrubí ochlazené kapaliny. Potrubí ochlazené kapaliny je vedeno na stejné úrovni jako potrubí horké kapaliny. Ochlazená kapalina je odvedena zpět do chladicího okruhu spalovacího motoru.

Čerstvý vzduch je do oddílu přiváděn ze střešního větracího agregátu pomocí stropních kanálů. Kanály jsou umístěny na obou stranách vozu a ve spodní části jsou opatřeny výdechy pro plynulý průtok vzduchu do prostoru cestujících. Přívod čerstvého vzduchu do prostoru WC je zajištěn pomocí samostatného kanálu. Kanál je napojen na hlavní kanál přivádějící čerstvý vzduch do prostoru cestujících. Na vstupu kanálu je umístěna automatická regulační klapka, která zabezpečuje přívod menšího množství vzduchu. V prostoru WC se vytvoří nižší tlak a zabrání se pronikání zápachu do oddílů pro cestující.

V případě potřeby ohřátí čerstvého vzduchu je ve střešním větracím agregátu umístěn výměník kapalina – vzduch. Výměník je napojen na chladicí okruh spalovacího motoru. Ve výměníku dochází k přenosu tepla mezi kapalinou a čerstvým vzduchem, který je pomocí ventilátoru vháněn do kanálů. Ochlazená kapalina je pomocí potrubí dopravována zpět do chladicího okruhu spalovacího motoru. Ohřátý vzduch přiváděný se do prostoru cestujících vzduchovými kanály nemá vliv na regulaci teploty ve vnitřních prostorech vozu, neboť se přivádí o

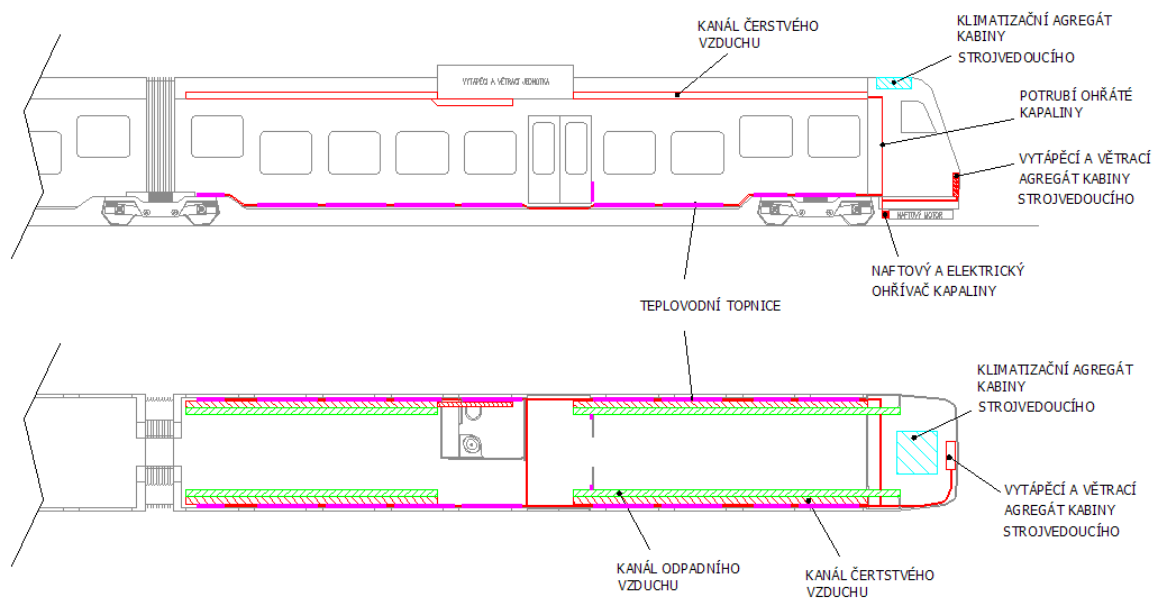
teplotě blízké vnitřní teplotě v oddílech. Ohřátý vzduch se tak přivádí za účelem přívodu čerstvého vzduchu.

Odpadní vzduch z prostoru cestujících je odváděn pomocí stropních ventilátorů a stropním kanálem, který je situován vedle kanálu přivádějícího čerstvý venkovní vzduch, do prostoru vytápěcího a větracího agregátu. V případě potřeby recirkulace je možno pomocí recirkulačních klapek odpadní vzduch vhánět zpět do prostoru cestujících. V opačném případě je odpadní vzduch vypouštěn mimo prostor vozidla. Stropní odpadní kanál odvádí odpadní vzduch také z kabiny strojvedoucího. Odpadní vzduch z prostoru WC je odveden ventilátorem umístěným na bočnici vozu. Odpadní vzduch je přímo odváděn mimo prostor vozu.



Obr. 2.1.: Schéma vytápění a větrání ve voze nezávislé trakce

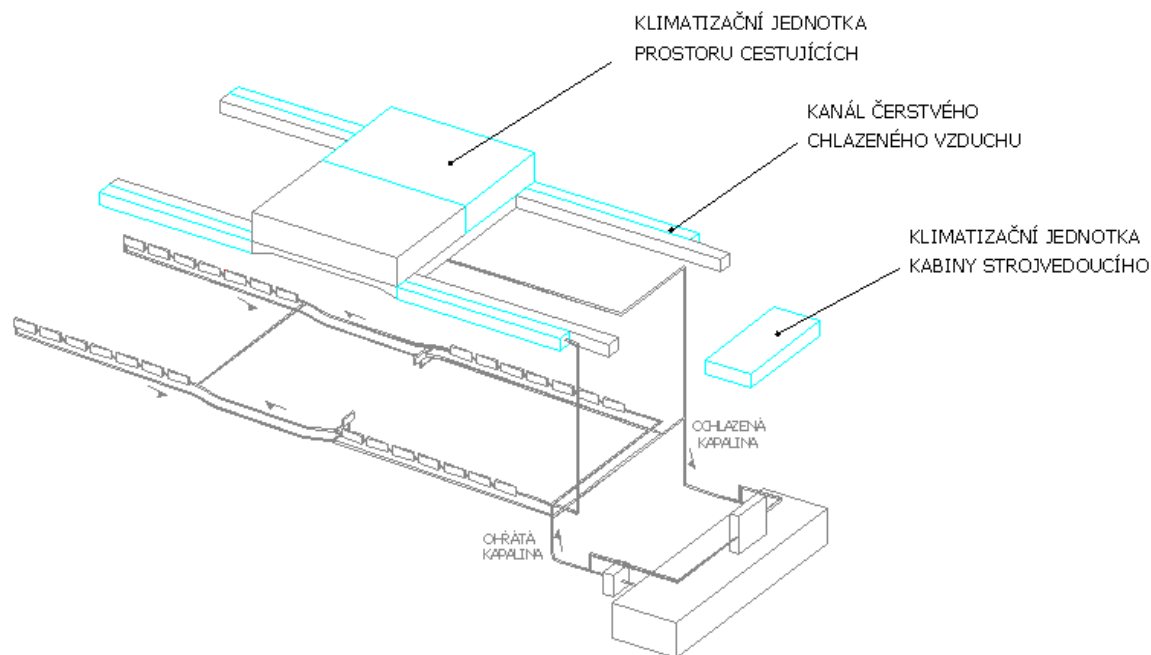
Kabina strojvedoucího je vytápěna samostatným agregátem. Vytápěcí agregát je situován doprostřed kabiny. Zdrojem energie je ohřátá kapalina z chladicího okruhu spalovacího motoru, která vstupuje do výměníku kapalina – vzduch. Čerstvý vzduch je do agregátu přiváděn z venku přes filtrační mřížku nebo je použit vzduch z vnitřního prostoru kabiny strojvedoucího. Pomocí regulačních klapek je možno mísit čerstvý vzduch se vzduchem z vnitřního prostoru kabiny strojvedoucího. Ohřátý vzduch je z agregátu rozveden pomocí vzduchových kanálů po kabině strojvedoucího.



Obr. 2.2: Dispoziční schéma vytápěcích, větracích a klimatizačních agregátů

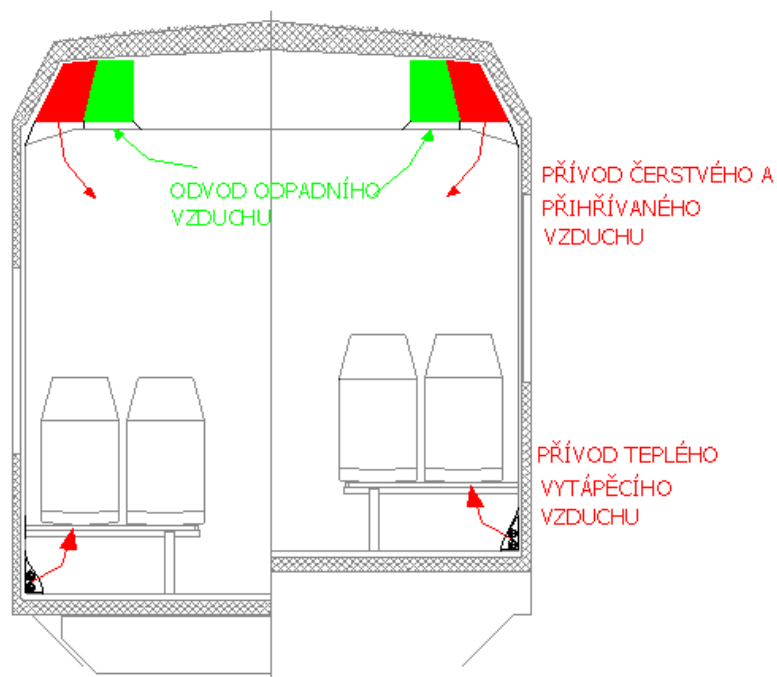
V letních měsících nebo v době, kdy potřebujeme vnitřní prostor vozu ochlazovat, je automatickou regulací uvedeno do činnosti klimatizační zařízení. Na voze se nachází dvě klimatizační zařízení. Hlavní klimatizační zařízení je umístěno v prostoru vytápěcího a větracího agregátu uprostřed vozu, vedlejší klimatizační zařízení je umístěno nad kabinou strojvedoucího.

Hlavní klimatizační zařízení umístěné uprostřed vozu rozvádí ochlazený čerstvý vzduch do prostoru cestujících pomocí vzduchového kanálu umístěného nad stropem vozu. Kanály jsou umístěny na obou stranách vozu a jsou shodné s kanály pro větrání a vytápění. Kabina strojvedoucího má své vlastní klimatizační zařízení a je nezávislá na hlavním klimatizačním zařízení.

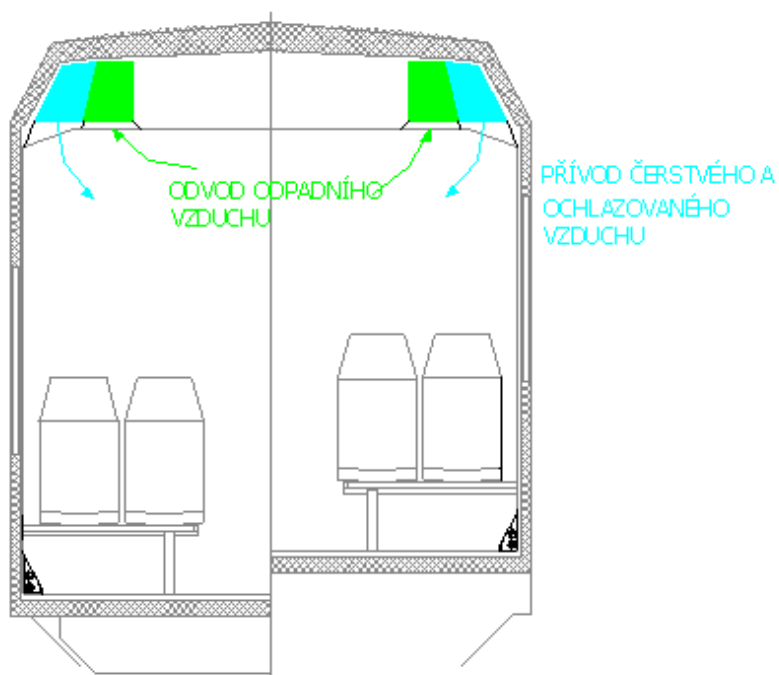


Obr. 2.3: Klimatizace vozu

Teplota ve voze i v kabině strojvedoucího je automaticky řízena regulátorem v závislosti na zvolené vnitřní teplotě. Předpokladem pro efektivní provoz zařízení v režimu vytápění je zajištění potřebné teploty provozní kapaliny, tj. minimálně 80 °C a dostatečný přísun větracího vzduchu. Teplota v oddílech pro cestující je stanovena na 21 – 25 °C v závislosti na venkovní teplotě. V letních měsících je vhodné se přiklánět k teplotám v oddílech okolo 25 °C z důvodu snížení tepelného šoku při přechodu z teplejšího do chladnějšího prostředí a snížení zdravotních dopadů, v zimních měsících se přikládáme teplotám okolo 21 °C.



Obr. 2.4: Proudění vzduchu v režimu vytápění



Obr. 2.5: Proudění vzduchu v režimu klimatizace

2.2 Nízkopodlažní jednotka závislé trakce

2.2.1 Všeobecně

Nízkopodlažní jednotka závislé trakce je složena ze dvou vozů se společným podvozkem mezi dvěma vozy. Vnitřní prostor vozů je koncipován jako velkoprostorový oddíl. Každý vůz má své vlastní větrací a vytápěcí zařízení a klimatizaci.

Vytápění oddílu pro cestující je konvekční pomocí elektrických topnic s teplovzdušným nuceným větráním. Odvod odpadního vzduchu je realizován stropními odsávacími ventilátory. Zdrojem topné energie je elektrická energie odebíraná z trakčního vedení.

Vytápěcí a větrací agregát je umístěn na střeše vozu. Čerstvý venkovní vzduch je přiváděn přes ochrannou mříž, která zabraňuje vnikání hrubých nečistot do prostoru před vzduchový filtr. Před vzduchovým filtrem se mísí proudy venkovního a recirkulačního vzduchu. Dále je vzduch pomocí ventilátoru vháněn přes topný registr do vzduchových kanálů a rozváděn po voze.

2.2.2 Vytápění, větrání a klimatizace prostorů pro cestující

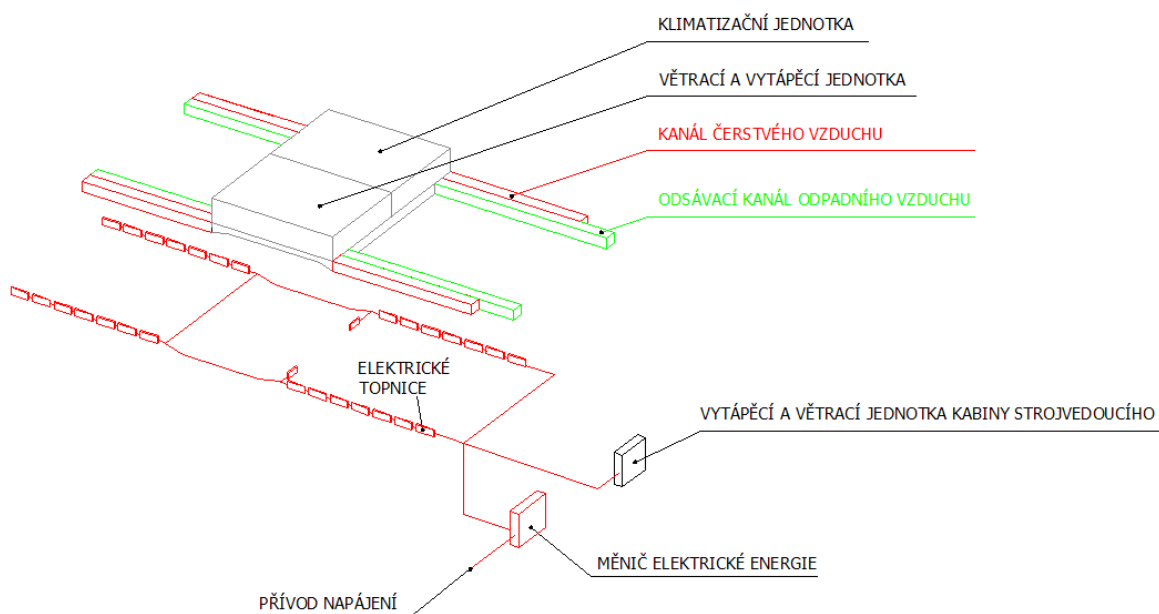
Oddíly pro cestující jsou vytápěny pomocí elektrických topnic. Elektrické topnice jsou umístěny nad podlahou a vedeny podél bočnice vozu. Jejich umístění ve voze je stejné jako u jednotky nezávislé trakce. Topnice jsou situovány do dvou větví po stranách vozu a celé délce oddílu. Za dveřním prostorem jsou obě větve vzájemně propojeny. Přes elektrické topnice jsou umístěny děrované plechové kryty, které vytvářejí jeden vytápěcí celek uvnitř oddílu a chrání cestující proti přímému styku s topnicemi. Princip fungování elektrických topnic spočívá v přeměně energie elektrické na tepelnou. Vlivem průchodu elektrického proudu topnicemi dochází k přeměně elektrické energie na tepelnou, která ohřívá vzduchový prostor kolem topnic.

Čerstvý vzduch je do oddílu přiváděn ze střešního větracího agregátu pomocí stropních kanálů. Kanály jsou umístěny na obou stranách vozu a ve spodní části jsou opatřeny výdechy pro plynulý průtok vzduchu do prostoru

cestujících. Přívod čerstvého vzduchu do prostoru WC je zajištěn pomocí samostatného kanálu. Kanál je napojen na hlavní kanál přivádějící čerstvý vzduch do prostoru cestujících. Na vstupu kanálu je umístěna automatická regulační klapka, která zabezpečuje přívod menšího množství vzduchu. V prostoru WC se vytvoří nižší tlak a zabrání se pronikání zápachu do oddílů pro cestující.

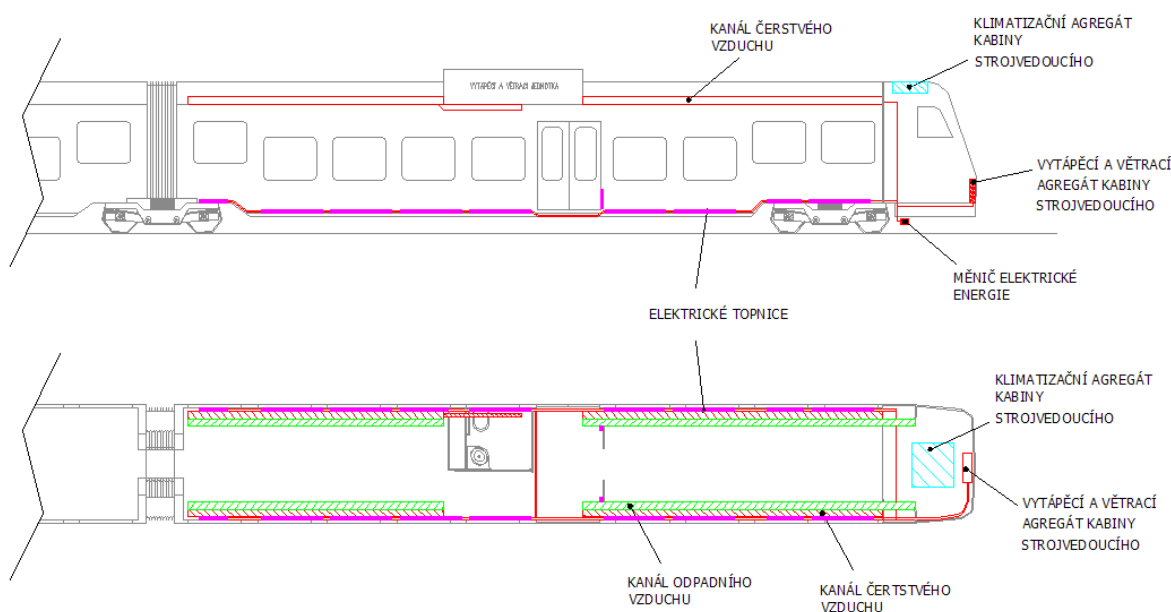
V případě potřeby ohřátí čerstvého vzduchu jsou ve střešním větracím agregátu umístěny elektrické topnice. Ohřátý vzduch přiváděný do prostoru cestujících vzduchovými kanály nemá vliv na regulaci teploty ve vnitřních prostorech vozu.

Odpadní vzduch z prostoru cestujících je odváděn pomocí stropních ventilátorů a stropním kanálem, který je situován vedle kanálu přivádějícího čerstvý venkovní vzduch, do prostoru vytápěcího a větracího agregátu. V případě potřeby recirkulace je možno pomocí recirkulačních klapek odpadní vzduch vhánět zpět do prostoru cestujících. V opačném případě odpadní vzduch je vypouštěn mimo prostor vozidla. Stropní odpadní kanál odvádí odpadní vzduch také z kabiny strojvedoucího. Odpadní vzduch z prostoru WC je odveden ventilátorem umístěný na bočnici vozu. Odpadní vzduch je přímo odváděn mimo prostor vozu.



Obr. 2.6: Schéma vytápění a větrání ve voze závislé trakce

Kabina strojvedoucího je vytápěna samostatným agregátem. Vytápěcí agregát je situován doprostřed kabiny. Zdrojem energie je elektrická energie přiváděná z trakčního vedení. V případě nedostupnosti elektrické energie z trakčního vedení je elektrická energie pro vytápěcí agregát odebírána ze záložní baterie. Čerstvý vzduch je do agregátu přiváděn z venku přes filtrační mřížku nebo je použit vzduch z vnitřního prostoru kabiny strojvedoucího. Pomocí regulačních klapek je možno mísit čerstvý vzduch se vzduchem z vnitřního prostoru kabiny strojvedoucího. Ohřátý vzduch je z agregátu rozveden pomocí vzduchových kanálů po kabině strojvedoucího.



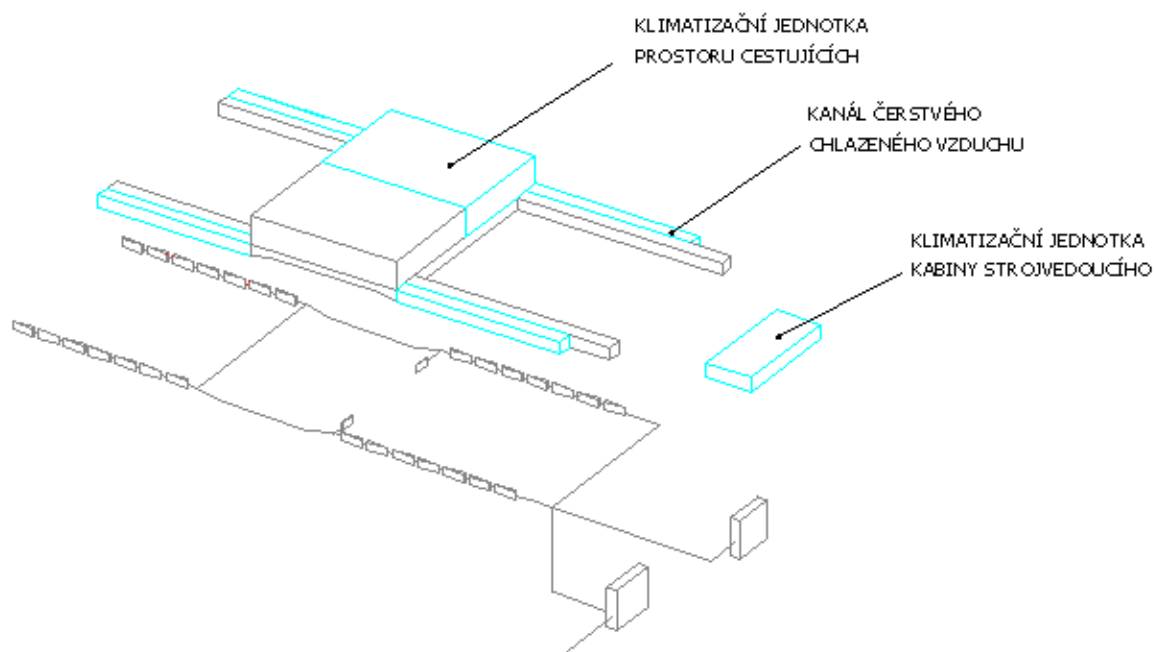
Obr. 2.7: Dispoziční schéma vytápěcích, větracích a klimatizačních agregátů

V letních měsících nebo v době, kdy potřebujeme vnitřní prostor vozu ochlazovat, je automatickou regulací uvedeno do činnosti klimatizační zařízení. Na voze se nachází dvě klimatizační zařízení. Hlavní klimatizační zařízení je umístěno v prostoru vytápěcího a větracího agregátu uprostřed vozu, vedlejší klimatizační zařízení je umístěno nad kabinou strojvedoucího.

Hlavní klimatizační zařízení umístěné uprostřed vozu rozvádí ochlazený čerstvý vzduch do prostoru cestujících pomocí vzduchového kanálu umístěného nad stropem vozu. Kanály jsou umístěny na obou stranách vozu a jsou shodné

s kanály pro větrání a vytápění. Kabina strojvedoucího má své vlastní klimatizační zařízení a je nezávislá na hlavním klimatizačním zařízení.

Teplota v oddílech pro cestující je stanovena na 21 – 25 °C v závislosti na venkovní teplotě. Podle venkovní teploty a nastavení teplotních parametrů uvnitř vozu se automaticky reguluje teplota v prostoru cestujících a v kabině strojvedoucího. V letních měsících je vhodné se přiklánět k teplotám v oddílech okolo 25 °C z důvodu snížení tepelného šoku při přechodu z teplejšího do chladnějšího prostředí a snížení zdravotních dopadů, v zimních měsících se přikláníme k teplotám okolo 21 °C.



Obr. 2.8: Klimatizace vozu

3 Výpočet tepelných ztrát skříně a návrh dimenze vytápěcího a větracího systému

3.1 Základní podmínky a požadavky podle příslušných norem

Podmínky vytápění a větrání se stanovují podle normy UIC 553, resp. u ČD používané normy TNŽ 28 7300. Při navrhování vytápěcího zařízení je nutno vycházet z údajů zahrnutých do:

- Pracovních a provozních podmínek
- Klimatických poměrů vně a uvnitř vozidla
- Požadavků na výměnu a čistotu vzduchu
- Tepelně technických požadavků na skříň vozidla

Požadavky na skříň vozidla musí vycházet z jeho tepelně technických parametrů. Tepelně technický parametr a jeho částí se vyjadřuje pomocí:

- Součinitele prostupu tepla K_s
- Měrné tepelné ztráty q_c

Součinitel prostupu tepla K_s se vypočítá podle vztahu (3.1).

$$K_s = \frac{Q_s}{S \cdot (t_{im} - t_{em})} = \frac{Q_c + Q_i}{S \cdot (t_{im} - t_{em})} \quad (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}) \quad (3.1)$$

kde:	Q_s	tepelná ztráta skříně vozidla	(W)
	Q_c	základní ztráta prostupem tepla stěnami skříně vozidla	(W)
	Q_i	tepelná ztráta infiltrací	(W)
	S	povrch vozové skříně	(m ²)
	t_{im}	výpočtová teplota vzduchu uvnitř vytápěného prostoru	(°C)
	t_{em}	výpočtová venkovní teplota	(°C)

Součinitel přestupu tepla K_s musí být rovný nebo menší než jsou hodnoty uvedené v tabulce 3.1, přičemž v nástupním prostoru vozidla nesmí hodnota součinitele přestupu být o více než $1 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ než jsou hodnoty uvedené v tabulce 3.1.

Tab. 3.1.: Hodnoty součinitele přestupu tepla [4]

Stav vozidla	Součinitel přestupu tepla	
	oddíly pro cestující K_s ($W.m^{-2}.K^{-1}$)	celá skříň vozidla K_s ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
jedoucí konstrukční rychlostí	2	2,8
stojící vozidlo	1,5	1,8

Měrné tepelné ztráty q_c se vypočtou podle vztahu (3.2).

$$q_c = \frac{Q_c}{I \cdot (t_{im} - t_{em})} = \frac{Q_o + Q_i + Q_v + Q_t}{I \cdot (t_{im} - t_{em})} \quad (W.m^{-3}.K^{-1}) \quad (3.2)$$

kde:	Q_c	celková tepelná ztráta	(W)
	Q_o	základní ztráta prostupem tepla stěnami skříně vozidla	(W)
	Q_i	tepelná ztráta infiltrací	(W)
	Q_v	celková ztráta větráním	(W)
	Q_t	tepelná ztráta vytápěcího zařízení umístěného mimo skříň vozidla	(W)
	I	celkový vnitřní objem vozidla	(m^3)
	t_{im}	výpočtová teplota vzduchu uvnitř vytápěného prostoru	($^{\circ}C$)
	t_{em}	výpočtová venkovní teplota	($^{\circ}C$)

3.2 Tepelně technické výpočty skříně kolejových vozidel

Tepelný výpočet skříně provedu pro dvouvozovou nízkopodlažní jednotku. Schéma jednotky je zobrazeno na výkrese č. L-1.2009. Před zahájením tepelně technických výpočtů se musí stanovit:

- a) Pracovní podmínky
- b) Provozní podmínky
- c) Klimatické poměry vně vozidla
- d) Požadavky na vnitřní prostory vozidla
- e) Objemový průtok venkovního vzduchu
- f) Požadavky na hlučnost vytápěcího a větracího zařízení

Ad a) Pracovní podmínky

Vytápění a větrání vozidla musí spolehlivě pracovat v celém rozsahu podmínek. Pro výpočty pracovních a provozních podmínek se uvažuje konstrukční rychlost vozidla, normální obsazenost vozidla sedících osob, popřípadě stojících osob.

U dvouvozové elektrické jednotky budu uvažovat, že bude provozována v tzv. klimatické zóně II. Této klimatické zóně odpovídá rozsah teplot od $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ při relativní vlhkosti 50 % a intenzitě slunečního záření $700\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$.

Ad b) Provozní podmínky

Konstrukční rychlost uvažované dvouvozové nízkopodlažní jednotky bude $160\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Budu předpokládat, že rychlost vozidla pro výpočet tepelných parametrů bude konstantní a tepelný výpočet se provede pro maximální rychlost a pro vozidlo jedoucí minimální rychlostí.

Obsazenost jednotky je rovna počtu sedadel v jednotce, což je rovno 138 sedadlům a užitné plochy, která je určena pro stojící osoby. Jednotka má 34 m^2 užitné plochy pro stojící cestující (odečteno z výkresu č. L-1.2009). Při stanovení počtu osob na 1 m^2 , které stanovují na 5 osob na 1 m^2 , dojdeme k hodnotě 170 stojících osob. Celkové obsazení jednotky bude 308 osob.

Jednotku v rámci tepelně technických výpočtů budu uvažovat v tzv. v normálním provozním stavu. Normální provozní stav je takový stav, kdy vozidlo je dokončené a vystrojené podle příslušných technických podmínek. Okna, vnější a vnitřní dveře jsou zavřené, režim vytápění a větrání odpovídá stavu, který se předpokládá pro danou venkovní teplotu.

Ad c) Klimatické poměry vně vozidla

Příslušné hodnoty pro zimní a letní období jsou stanoveny v tabulce 3.2.

Tab. 3.2: Klimatické poměry vně vozidla [4]

Klimatická veličina	Období	
	zimní	letní
teplota venkovního vzduchu t_c (°C)	-20 -25 1)	32
relativní vlhkost venkovního vzduchu φ_e (%)	30 % při -20 °C	60 % při 32 °C
rychlost větru w (km/h)	5 2)	5 2)
barometrický tlak P_b (hPa)	980	980
celková intenzita slunečního záření (celková hustota tepelného toku slunečního záření) i_R (W/m ²)		orientace stěny skříně vozidla: 3) a) vodorovná 733 b) svislá 150 až 586
Poznámky: 1) uvažuje se jen na výslovný požadavek odběratele vozu 2) odpovídá vánku (tj. asi 1,4 m/s), při jízdě vozidla se zanedbává 3) vztaženo na měsíc červenec ve 14 hodin, při součiniteli znečištění $Z=5$, jasnou oblohu, 50° zeměpisné šířky a nejnepříznivější polohu vozidla (osa vozidla je orientována ve směru na severozápad-jihovýchod).		

Ad d) Požadavky na vnitřní prostory vozidla

Důležitou hodnotou pro dimenzi skříně kolejových vozidel jsou teplotní parametry ve vnitřních prostorech vozidla. Výpočtové teploty vzduchu pro jednotlivé vnitřní prostory vozidla jsou uvedeny v tabulce 3.3. Odpovídají průměrným teplotám vzduchu v těchto prostorech, které jsou vztaženy na výšku hlav:

- Sedících osob v prostorech, kde se převážně sedí
- Stojících osob v prostorech, kde se převážně stojí

Tab. 3.3: Teploty vzduchu a výsledné teploty při vytápění [4]

Vnitřní prostor vozidla	Teplota vzduchu t_i (°C)	Výsledná teplota t_g (°C)
oddíly pro cestující u vozidel určených k dopravě		
- místní	20	16
- na střední vzdálenosti	21	17
- dálkové	22	18
oddíly lůžkové a lehátkové		
- ve dne	22	18
- v noci	18	-
postranní chodba	max. o 7 °C nižší než teplota v oddílech	
nástupní prostory u vozidel určených k dopravě		
- místní a na střední vzdál.	min. 5	-
- dálkové	min. 10	-
záchody a umývárny	min. 10	-
jídlna	22	-
kuchyň, příprava jídel	18	-
výčepní prostor	15	-
zavazadlový prostor, skladiště	5	-
služební prostory určené k trvalému pobytu pracovníků	21	18
služební prostory, které nejsou určeny k trvalému pobytu pracovníků	17	-

Následně podle tabulky 3.4 se připouští při vytápění dovolené odchylky teplot. Tyto hodnoty se vztahují na místa definovaná polohou hlavy a kotníků sedících či stojících osob. Výchozí teplotou je výpočtová teplota vzduchu v místě hlavy.

Tab. 3.4: Odchylky teplot vzduchu při vytápění a poloha definičních míst [4]

Místní odchylky teplot vzduchu		
Prostor vozidla	Přípustný rozdíl teplot vzduchu ve směru	
	svislém tj. mezi polohou hlavy a polohou kotníků téže osoby (K)	vodorovném tj. mezi dvěma polohami hlav různých osob v témže prostoru (K)
oddíly pro cestující k sezení, lůžkové a lehátkové oddíly, jídelny	4	3
služební prostory určené k trvalému pobytu pracovníků	4,5	3
služební prostory, které nejsou určeny k trvalému pobytu pracovníků	5	4
Poloha definičních míst: a) hlava vzpřímeně sedící osoby 1 - 1,2 m nad podlahou a min. 0,3 m od stěny; hlava vzpřímeně stojící osoby 1,6-1,8 m nad podlahou a min. 0,5 m od stěny b) kotníky sedící osoby 0,1 - 0,2 m nad podlahou a min. 0,15 m od stěny; kotníky stojící osoby 0,1 - 0,2 m nad podlahou a min. 0,25 m od stěny		

Ad e) Objemový průtok venkovního vzduchu

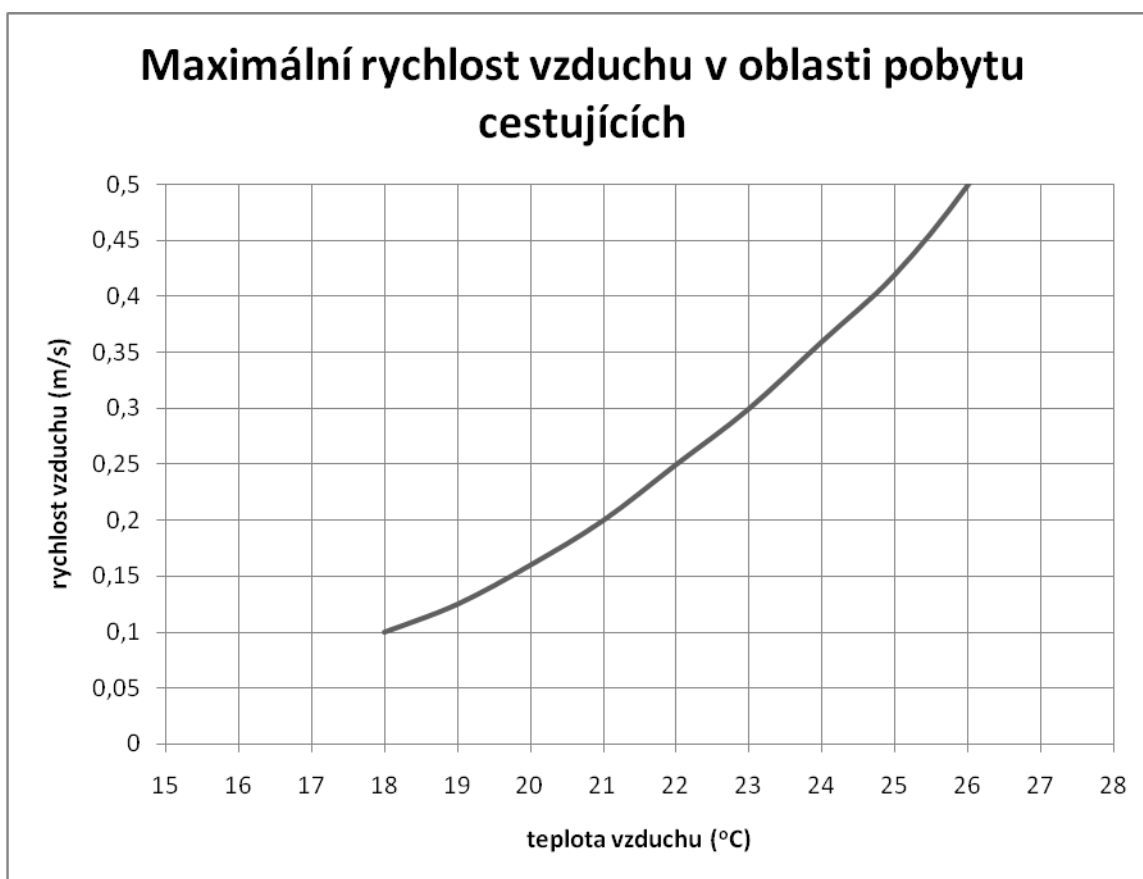
Důležitým parametrem při navrhování vytápěcího a větracího zařízení je rychlost vzduchu. V prostorech pro cestující a ve služebních prostorech se připouští maximální rychlost vzduchu podle obrázku 3.1.

V souvislosti se vzduchem je nutné také hovořit o čistotě a parametrech výměny vzduchu v prostorech cestujících. Výměna vzduchu se dosahuje nuceným nebo i přirozeným větráním. Čistota vzduchu musí dosahovat takových hodnot, aby obsah prachu nepřesahoval hodnotu $0,5 \text{ mg.m}^{-3}$. Minimální hodnoty objemového průtoku venkovního vzduchu v prostorech pro cestující jsou dány podle tabulky

3.5. Ve služebních prostorech s trvalým pobytem pracovníků jsou hodnoty $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při vytápění, resp. $60 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při větrání.

Tab. 3.5: Objem čerstvého vzduchu v závislosti na venkovní teplotě T_e [5]

Venkovní teplota	Minimální objem čerstvého vzduchu na sedadlo nebo lůžko při teplotě $+ 20 \text{ }^\circ\text{C}$ a relativní vlhkosti 50 %	
	Vůz s klimatizací	Vůz s větráním
	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
$T_e \leq - 20 \text{ }^\circ\text{C}$	10	10
$- 20 \text{ }^\circ\text{C} < T_e \leq - 5 \text{ }^\circ\text{C}$	15	15
$- 5 \text{ }^\circ\text{C} < T_e \leq 26 \text{ }^\circ\text{C}$	20	-
$- 5 \text{ }^\circ\text{C} < T_e$	-	20
$T_e > 26 \text{ }^\circ\text{C}$	15	-
$T_e \geq 20 \text{ }^\circ\text{C}$ a $T_{\text{im}} \geq 24 \text{ }^\circ\text{C}$	-	20



Obr. 3.1.: Maximální rychlost vzduchu v oblasti pobytu cestujících [4]

Ad f) Požadavky na hlučnost vytápěcího a větracího zařízení

Hlučnost vytápěcího a větracího zařízení v oddílech, jídelních a služebních prostorech nesmí u stojícího neobsazeného vozidla přestoupit hladiny hluku.

Hodnoty hluku jsou uvedeny v normě TNŽ 28 7300 a jsou následující:

- a) 60 dB (A) při vyšších požadavcích na vozidlo
- b) 65 dB (A) při běžných požadavcích na vozidlo

V případě dvouvozové jednotky budeme uvažovat hladinu hluku 65 dB (A).

3.2.1 Vytápění

Výkon vytápěcího zařízení kolejového vozidla musí krýt ztrátu vozidla snížený o celkový tepelný zisk vozidla při podmínkách, které byly stanoveny v předchozích kapitolách. Platí.

$$P \geq Q_c - Q_z \quad (W) \quad (3.3)$$

kde: Q_c je celková ztráta vozidla (W)

Q_z celkový tepelný zisk vozidla (W)

Celková tepelná ztráta vozidla Q_c se vypočítá podle vztahu (3.4). Platí.

$$Q_c = Q_s + Q_v + Q_t \quad (W) \quad (3.4)$$

kde: Q_s je tepelná ztráta skříně vozidla (W)

Q_v tepelná ztráta větráním (W)

Q_t tepelná ztráta vytápěcího zařízení umístěného mimo skříň vozidla (W)

Celkový tepelný zisk vozidla Q_z se vypočítá podle vztahu (3.5) a stanovuje se při poloviční obsazenosti vozidla. Platí.

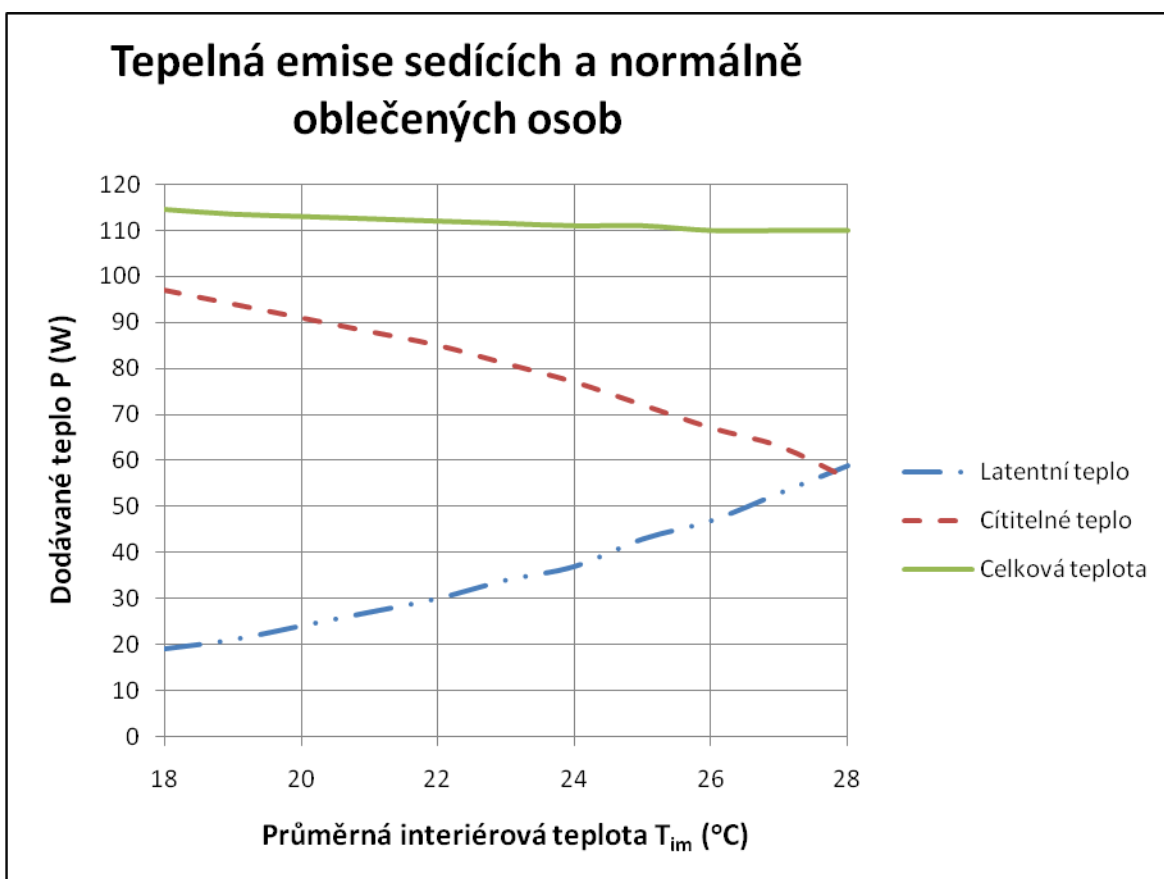
$$Q_z = Q_{li} + Q_m \quad (W) \quad (3.5)$$

kde: Q_{li} je produkce tepla osobami ve vozidle (W)

- vycházím ze statistické průměrné plochy vyzařování 1,9 m² u muže a u ženy 1,7 m², a z obrázku 3.2

Q_m produkce tepla vnitřními stroji (W)

- 100 W žárovka produkuje světelný tok 1 300 lm a teplo cca 0,95.100 = 95 W
- zářivka s příkonem 20 W produkuje světelný tok 1 200 lm a teplo 0,97.20 = 19,4 W



Obr. 3.2 : Tepelná emise sedících a normálně oblečených osob [5]

Tepelná ztráta Q_v větráním, se vypočítá podle vztahu (3.6).

$$Q_v = 0,335 \cdot V_l \cdot (T_{im} - T_{em}) \quad (W) \quad (3.6)$$

kde: V_l je celkový objemový průtok venkovního větracího vzduchu

$$V_l = V_1 \cdot z \quad (m^3) \quad (3.7)$$

V_1 objemový průtok větracího vzduchu na jednu osobu $(m^3 \cdot h^{-1})$

z celkový počet cestujících $(-)$

T_{im} výpočtová teplota vzduchu uvnitř vytápěného prostoru $(^{\circ}C)$

T_{em} výpočtová venkovní teplota $(^{\circ}C)$

3.2.1.1 Výpočet tepelných ztrát skříně vozidla Q_s

Tepelná ztráta skříně vozidla Q_s se vypočítá podle vztahu (3.8). Platí.

$$Q_s = Q_o + Q_j \quad (W) \quad (3.8)$$

kde: Q_o je základní ztráta prostupem tepla stěnami skříně vozidla (W)

Q_j tepelná ztráta infiltrací (W)

Základní ztráta prostupu tepla stěnami vozidla Q_o se vypočítá jako součet tepelných ztrát jednotlivých částí vozidlové skříně podle vztahu (3.9).

$$Q_o = \sum_{j=1}^x k_j \cdot S_j \cdot (T_{im} - T_{em}) \quad (W) \quad (3.9)$$

kde: k_j je součinitel přestupu tepla stěnou (W.m⁻².K⁻¹)

S_j plocha ochlazované stěny ohraničující vytápěný prostor (m²)

T_{im} výpočtová teplota vzduchu uvnitř vytápěného prostoru (°C)

T_{em} výpočtová venkovní teplota (°C)

x celkový počet ochlazovaných stěn (-)

Tepelné ztráty infiltrací Q_i se vypočítají ze vztahu (3.10). Platí.

$$Q_i = 0,335 \cdot V_i \cdot (T_{im} - T_{em}) \quad (W) \quad (3.10)$$

kde: V_i je celkový objemový průtok infiltrovaného vzduchu (kg.m⁻³)

T_{im} výpočtová teplota vzduchu uvnitř vytápěného prostoru (°C)

T_{em} výpočtová venkovní teplota (°C)

Výpočet tepelné ztráty infiltrací je komplikovaný z důvodu stanovení celkového objemového průtoku infiltrovaného vzduchu V_i . Proto tepelnou ztrátu lze vypočítat jako procentuální část základní ztráty prostupu tepla stěnami skříně vozidla Q_o . Hodnota procentní části je mezi 10 – 20% [8].

3.2.1.2 Výpočet tepelných odporů

Před výpočtem tepelných odporů je nutné určit konstrukci stěn, jejich tloušťku, použité materiály.

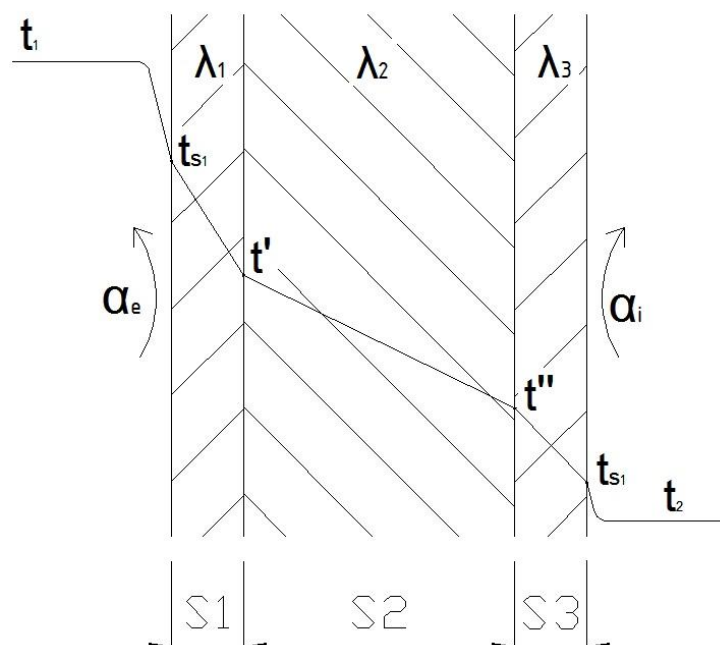
V tabulce 3.6 jsou vypsány konstrukční a tepelně izolační materiály používané pro stavbu kolejových vozidel a hodnoty jejich tepelných vodivostí λ ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$). Tepelná vodivost materiálu λ vyjadřuje izolační vlastnost materiálu. Čím vyšší hodnota, tím lépe vede materiál teplo.

Tab. 3.6: Tepelně izolační vlastnosti konstrukčních a izolačních materiálů pro skříň kolejových vozidel [2]

Druh	Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
Kovy	Železo	58
	Hliník	204
Sklo	Sklo	0,76
Krytiny, podlahoviny, obklady, tmely apod.	Linoleum	0,19
	Chlóprénový tmel	0,26
	Guma tvrdá	0,16
	Guma pěnová	0,05
	Desky z PVC	0,16
	Desky polyetylénové	0,35
	Moniflex	0,0565
	Rotaflex	0,035
	Antivibral	0,605
Dřevo, výrobky ze dřeva a přírodních organických hmot	Hobrex	0,085
	Dřevo tvrdé - kolmo na vlákna - ve směru vláken	
		0,25
		0,41
	Dřevotřísková deska	0,085
	Překližka vodovzdorná	0,23
	Hobra	0,076
Plasty	Korkové desky	0,062
	Pěnový polystyrén	0,043
	Pěnový polyuretán	0,045
	PVC pěněné	0,047
	Vusoterm	0,047

Výrobky z anorganických vláken	Isover	0,081
	Terophon	0,07
	Fibrex	0,052
	Laminát	0,209
Ostatní	Argón	0,016
	Vzduch	0,024

Tloušťka stěn je závislá na konstrukci skříně kolejového vozidla. Obecně, stěnu kolejového vozidla můžeme charakterizovat jako blok několika vrstev izolačních a konstrukčních materiálů složených v několika vrstvách za sebou. Schéma takové obecné stěny kolejového vozidla je znázorněn na obrázku 3.3.



Obr. 3.3: Přestup tepla několika vrstvou rovinnou stěnou

Z obrázku 3.3 můžeme následně odvodit součinitel prostupu tepla k_j ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$). Pro který obecně platí.

$$k_j = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + R_r + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (3.11)$$

kde: α_i je součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu stěny ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
 α_e součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu stěny ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
 R_r redukovaný tepelný odpor stěny ($\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$)

Redukovaný tepelný odpor R_r jednotlivých stěn se vypočítá podle vztahu (3.12)

$$R_r = \frac{100.R}{100 + P_1 + P_2} \quad (\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}) \quad (3.12)$$

kde: R je tepelný odpor stěny složené z n-vrstev ($\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$)
 P_1 přírážka na zhoršující se provozní vlivy tepelné izolace jako vlhnutí, setřásání a nedokonalá montáž (%)
 P_2 přírážka na tepelné můstky (%)

Tepelný odpor stěny složené z n-vrstev podle obrázku 3.2 se vypočítá podle vztahu (3.13).

$$R = \sum_{j=1}^n \frac{s_j}{\lambda_j} = \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} \quad (\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}) \quad (3.13)$$

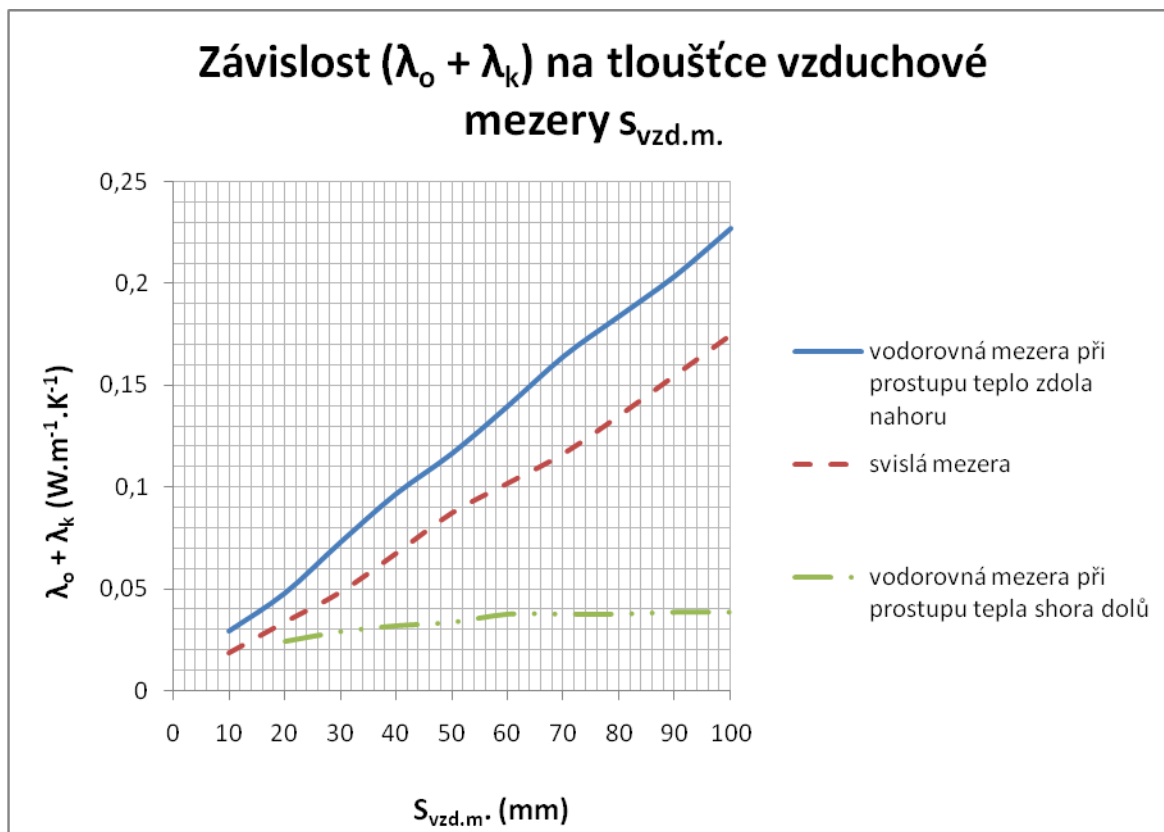
kde: s_j je tloušťka jednotlivých vrstev stěn (m)
 λ_j součinitel tepelné vodivosti materiálu jednotlivých vrstev ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
 n celkový počet vrstev

Je-li jednou z vrstev složené stěny vzduchová mezera, je nutno přihlížet k tomu, že teplo se v tomto případě sdílí nejen vedením, ale také konvekcí a sáláním. Tepelná vodivost vzduchové mezery se vypočítá podle vztahu (3.14) [3].

$$\lambda_{\text{vzd.m.}} = \lambda_o + \lambda_k + \lambda_s \quad (\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}) \quad (3.14)$$

kde: λ_o je tepelná vodivost klidného vzduchu ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
 λ_k přírůstek tepelné vodivosti vlivem konvekce ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
 λ_s přírůstek tepelné vodivosti vlivem sálání ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

Součet ($\lambda_o + \lambda_k$) závisí především na tloušťce a poloze vzduchové mezery. Závislost tloušťky a součtu ($\lambda_o + \lambda_k$) je znázorněna na obrázku 3.4.



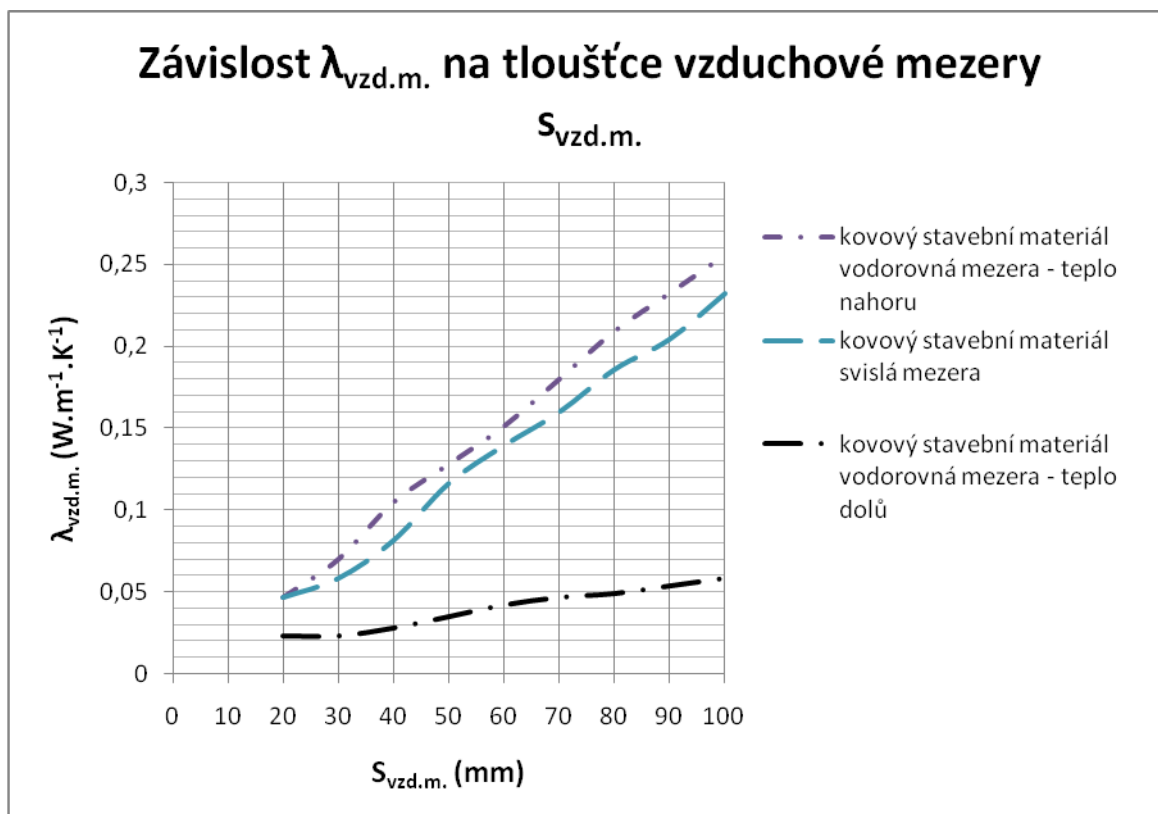
Obr. 3.4: Závislost ($\lambda_o + \lambda_k$) na tloušťce vzduchové mezery $s_{vzd.m.}$ [3]

U vodorovné mezery při prostupu tepla shora dolů odpadá prakticky konvekce ($\lambda_k = 0$) a teplo je sdíleno pouze vedením a sáláním. Přírůstek tepelné vodivosti vlivem sálání λ_s se vypočítá podle rovnice (3.15) [3].

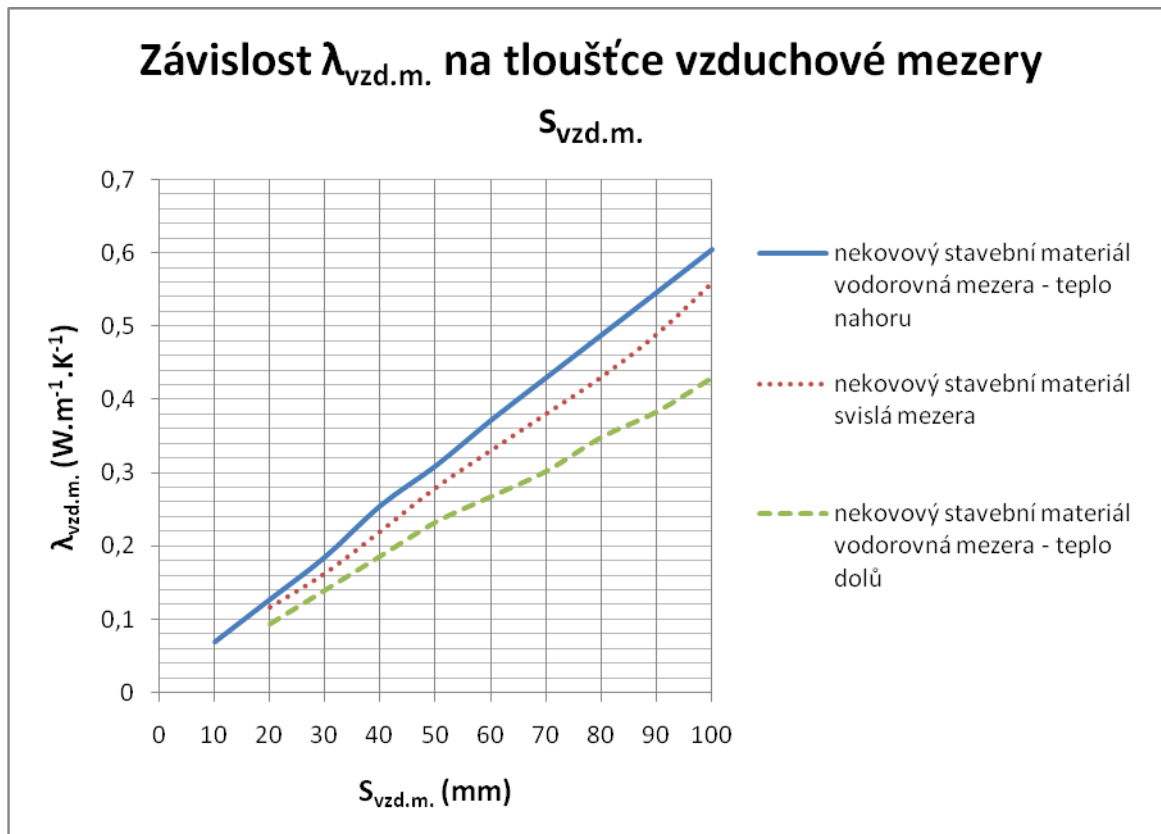
$$\lambda_s = s_{vzd.m.} \cdot \xi \cdot C \quad (W.m^{-1}.K^{-1}) \quad (3.15)$$

kde: $s_{vzd.m.}$ je tloušťka vzduchové mezery (m)
 ξ teplotní součinitel (K^4/K)
 C součinitel vzájemného sálání ($W.m^{-2}.K^{-4}$)

Závislost tepelné vodivosti $\lambda_{vzd.m.}$ na tloušťce vzduchové mezery $s_{vzd.m.}$ je znázorněna v diagramu na obrázcích 3.5 a 3.6.



Obr. 3.5: Závislost tepelné vodivosti $\lambda_{\text{vzd.m.}}$ na tloušťce vzduchové mezery $s_{\text{vzd.m.}}$



Obr. 3.6: Závislost tepelné vodivosti $\lambda_{\text{vzd.m.}}$ na tloušťce vzduchové mezery $s_{\text{vzd.m.}}$

Součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu stěny α_e se v závislosti na rychlosti pohybujícího se vozidla vypočítá podle vztahu (3.16) [2].

$$\alpha_e = 9 + 3,5 \cdot v^{0,66} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (3.16)$$

kde: v je rychlost vozidla ($\text{km} \cdot \text{hod}^{-1}$)

Součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu stěny α_i se určí pomocí tabulky 3.7. Hodnoty uvedené v tabulce 3.7 byly zjištěny experimentálně [1].

Tab. 3.7: Hodnoty součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu stěny α_i [1]

Součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu stěny α_i ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)	
bočnice	8,1
strop	8,7
okna	11
podlaha	6,9
čelnice, dveře	9,2
topnice	28,8

3.2.2 Chlazení

Při výpočtu potřebného chladicího výkonu je nutné brát v úvahu klimatické podmínky, v kterých bude vozidlo provozováno. Postup výpočtu je podobný jako při výpočtu vytápěcího výkonu, liší se v hodnotách T_{em} a zvýšené tepelné zisky od slunečního záření. Tepelný zisk od slunečního záření Q_{sl} se vypočítá podle vztahu (3.17).

$$Q_{sl} = Q_{osl} + Q_{sp} \quad (\text{W}) \quad (3.17)$$

kde: Q_{osl} je tepelný zisk osluněním vozidlové skříně (W)

Q_{sp} tepelný zisk vozidla propustností slunečního záření okny (W)

Tepelný zisk osluněním vozidlové skříně Q_{osl} se vypočítá podle vztahu (3.18).

$$Q_{osl} = \sum_{j=1}^n \frac{k_j}{\alpha_{ej}} \cdot S_j \cdot I_j \cdot \nu_i \quad (W) \quad (3.18)$$

kde: k_j je součinitel přestupu tepla danou j-tou stěnou ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
 α_{ej} součinitel přestupu tepla na venkovním povrchu j-té stěny ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)
 S_j plocha j-té stěny (m^2)
 I_j intenzita slunečního záření na j-té stěně ($W \cdot m^{-2} \cdot h^{-1}$)
 ν_i poměrný součinitel absorpce slunečního záření (-)

Tepelný zisk propustností slunečního záření okny Q_{sp} se vypočítá podle vztahu (3.19).

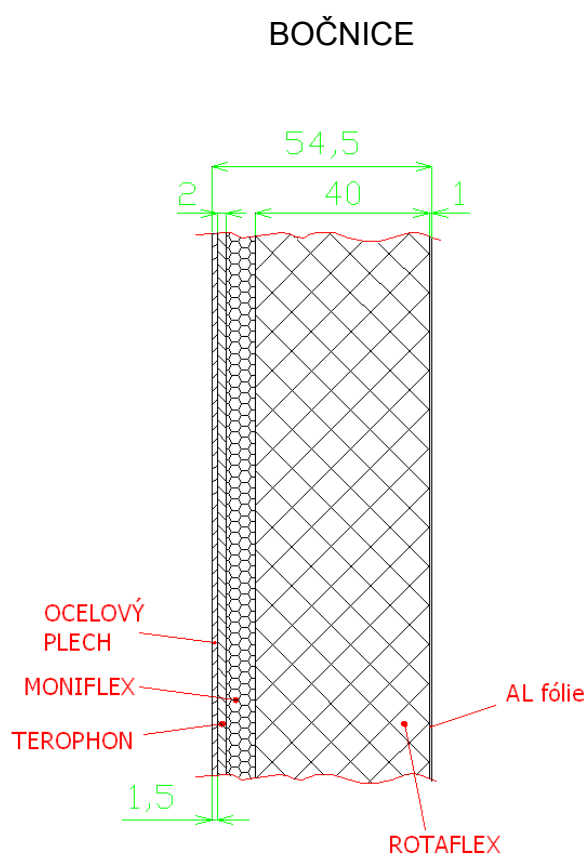
$$Q_{sp} = \sum S_j \cdot I_j \cdot \xi_j \quad (W) \quad (3.19)$$

kde: S_j je plocha j-té stěny (m^2)
 I_j intenzita slunečního záření na j-té stěně ($W \cdot m^{-2} \cdot h^{-1}$)
 ξ_j poměrný součinitel propustnosti slunečního záření (-)

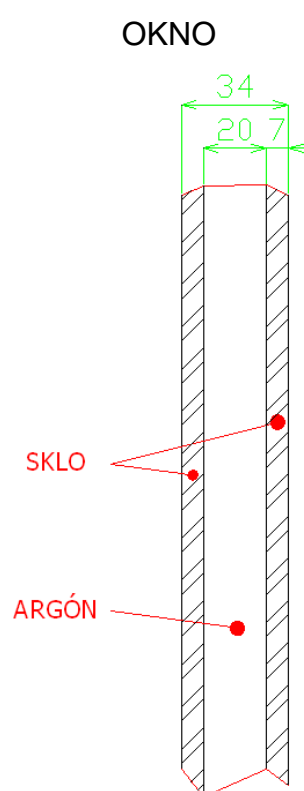
3.3 Výpočet tepelně technických parametrů

3.3.1 Výpočet tepelných odporů kolejového vozidla

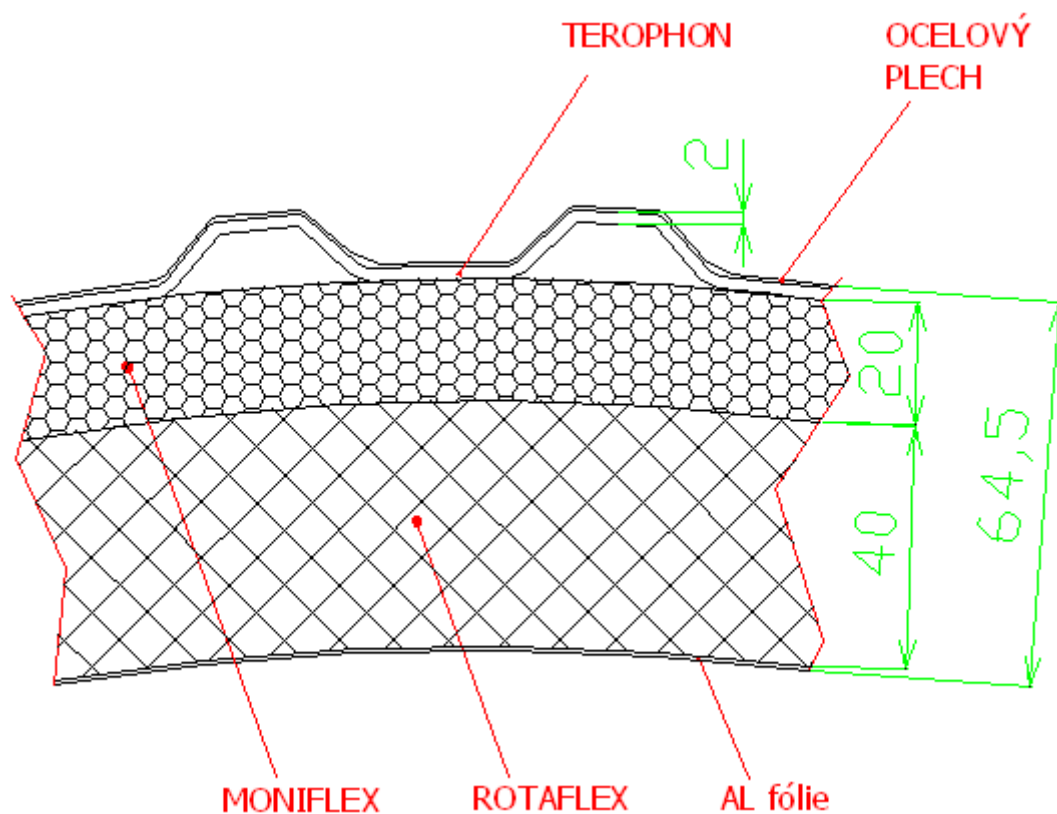
Při výpočtu tepelných odporů kolejového vozidla budu vycházet ze vztahů (3.11) - (3.16) a z tabulky (3.6). Zobrazení struktury vrstev stěn kolejového vozidla je zobrazeno na výkresech č. L-4.2009 až L-8.2009 a pro přehlednost i na obrázcích 3.7 až 3.12.



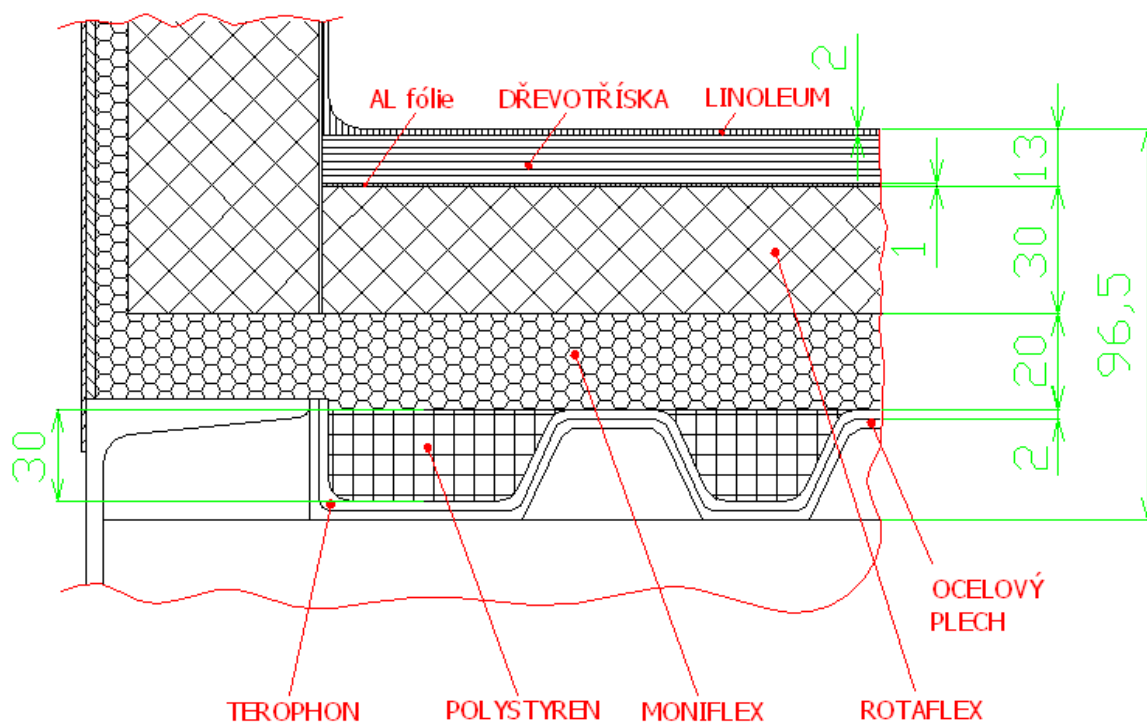
Obr. 3.7: Schéma izolace bočnice



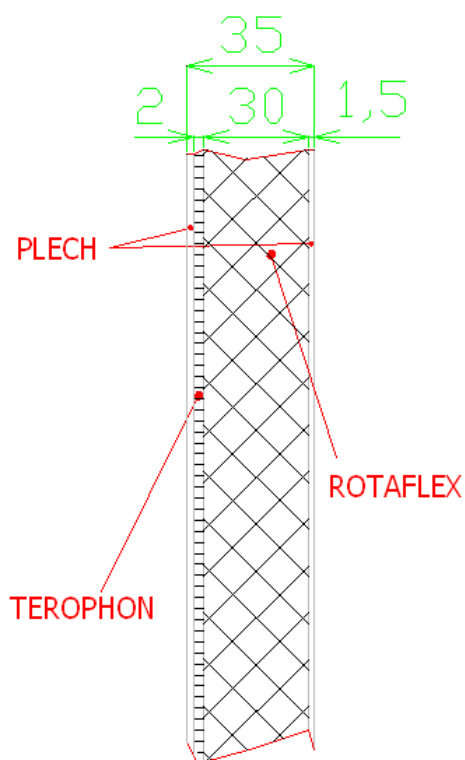
Obr. 3.8: Schéma izolace okna



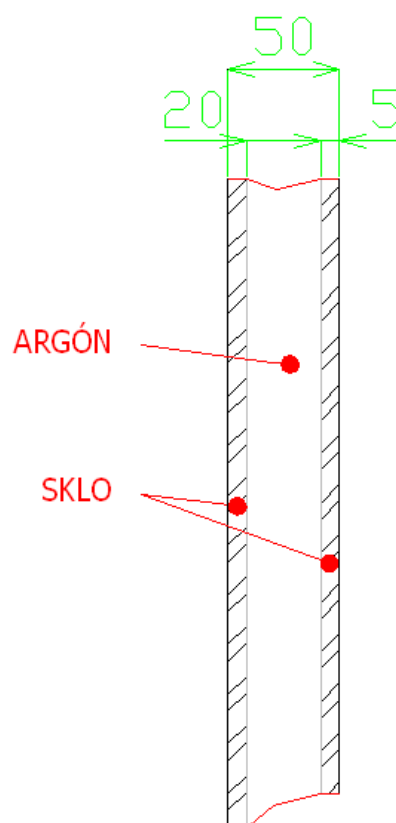
Obr. 3.9: Schéma izolace střechy



Obr. 3.10: Schéma izolace podlahy a bočnice



Obr. 3.11: Schéma izolace dveří



Obr. 3.12: Schéma dveřního okna

Podle vztahu (3.16) nejdřív vypočítám součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu stěny α_e . Za parametr rychlosti v budu dosazovat maximální v_{\max} a minimální v_{\min} hodnotu rychlosti v km.h^{-1} .

$$v_{\max} = 160 \text{ km.h}^{-1}$$

$$v_{\min} = 5 \text{ km.h}^{-1}$$

$$\alpha_{e\max} = 9 + 3,5 \cdot v_{\max}^{0,66} = 9 + 3,5 \cdot 160^{0,66} = 108,8 \text{ (W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}\text{)}$$

$$\alpha_{e\min} = 9 + 3,5 \cdot v_{\min}^{0,66} = 9 + 3,5 \cdot 5^{0,66} = 19,2 \text{ (W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}\text{)}$$

Tepelný odpor stěny R složené z n -vrstev budu počítat podle vztahu (3.13) a budu vycházet ze schémat, které jsou na obrázcích 3.7 až 3.12. Hodnoty součinitelů tepelné vodivosti λ budu odečítat z tabulky 3.6. Pro lepší přehlednost vypočítané hodnoty tepelného odporu uvedu v tabulkách 3.8 až 3.16.

Tab. 3.8: Tepelný odpor bočnice R_b

Tepelný odpor bočnice			
Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ (W.m-1.K-1)	Tloušťka s (m)	Tepelný odpor materiálu
ocelový plech	58	0,0015	2,58621E-05
terophon	0,07	0,002	0,028571429
moniflex	0,0565	0,01	0,17699115
rotaflex	0,035	0,04	1,142857143
al fólie	204	0,001	4,90196E-06
Celkový tepelný odpor R_b			1,348

Tab. 3.9: Tepelný odpor střechy R_s

Tepelný odpor střechy			
Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ (W.m-1.K-1)	Tloušťka s (m)	Tepelný odpor materiálu
ocelový plech	58	0,0015	2,58621E-05
terophon	0,07	0,002	0,028571429
moniflex	0,0565	0,02	0,353982301
rotaflex	0,035	0,04	1,142857143
al fólie	204	0,001	4,90196E-06
Celkový tepelný odpor R_s			1,525

Tab. 3.10: Tepelný odpor podlahy R_p

Tepelný odpor podlahy			
Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ (W.m-1.K-1)	Tloušťka s (m)	Tepelný odpor materiálu
ocelový plech	58	0,0015	2,58621E-05
terophon	0,07	0,002	0,028571429
polystyren	0,043	0,03	0,697674419
moniflex	0,0565	0,02	0,353982301
rotaflex	0,035	0,03	0,857142857
al fólie	204	0,001	4,90196E-06
vodovzdorná překližka	0,23	0,01	0,043478261
linoleum	0,19	0,002	0,010526316
Celkový tepelný odpor R_p			1,991

Tab. 3.11: Tepelný odpor vzduchové části podlahy R_{mp}

Tepelný odpor vzduchové části podlahy			
Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ (W.m-1.K-1)	Tloušťka (m)	Tepelný odpor materiálu
ocelový plech	58	0,0015	2,58621E-05
terophon	0,07	0,002	0,028571429
vzduch	0,0465	0,03	0,64516129
moniflex	0,0565	0,02	0,353982301
rotaflex	0,035	0,03	0,857142857
al fólie	204	0,001	4,90196E-06
vodovzdorná překližka	0,23	0,01	0,043478261
linoleum	0,19	0,002	0,010526316
Celkový tepelný odpor R_{mp}			1,939

Tab. 3.12: Tepelný odpor vzduchové části střechy R_{ms}

Tepelný odpor vzduchové části střechy			
Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ (W.m-1.K-1)	Tloušťka s (m)	Tepelný odpor materiálu
ocelový plech	58	0,0015	2,58621E-05
terophon	0,07	0,002	0,028571429
vzduch	0,0465	0,015	0,322580645
moniflex	0,0565	0,03	0,530973451
rotaflex	0,035	0,04	1,142857143
al fólie	204	0,001	4,90196E-06
Celkový tepelný odpor R_{ms}			2,025

Tab. 3.13: Tepelný odpor okna R_o

Tepelný odpor okna			
Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ (W.m-1.K-1)	Tloušťka s (m)	Tepelný odpor materiálu
sklo	0,76	0,014	0,018421053
argón	0,016	0,02	1,25
Celkový tepelný odpor R_o			1,268

Tab. 3.14: Tepelný odpor dveří R_d

Tepelný odpor dveří			
Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Tloušťka (m)	Tepelný odpor materiálu
ocelový plech	58	0,0015	2,58621E-05
terophon	0,07	0,002	0,028571429
rotaflex	0,035	0,03	0,857142857
Celkový tepelný odpor R_d			0,886

Tab. 3.15: Tepelný odpor okna dveří R_{od}

Tepelný odpor okna dveří			
Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Tloušťka (m)	Tepelný odpor materiálu
sklo	0,76	0,01	0,013157895
argón	0,016	0,02	1,25
Celkový tepelný odpor R_{od}			1,263

Tab. 3.16: Tepelný odpor čela R_c

Tepelný odpor čela			
Materiál	Součinitel tepelné vodivosti λ ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Tloušťka (m)	Tepelný odpor materiálu
laminát	0,209	0,035	0,167464115
rotaflex	0,035	0,025	0,714285714
al fólie	204	0,001	4,90196E-06
Celkový tepelný odpor R_c			0,882

Vzorový výpočet tepelného odporu dveří R_d podle vztahu (3.13):

$$R_d = \frac{0,0015}{58} + \frac{0,002}{0,048} + \frac{0,03}{0,035} = 0,886 \quad (\text{m}^2.\text{K.W}^{-1})$$

Výpočet redukovaného tepelného odporu R_r provedu podle vztahu (3.12). Pomocí redukovaného tepelného odporu R_r zohledním negativní vlivy izolačního materiálu jako je nedokonalá montáž, vlhnutí izolace apod. Matematická hodnota těchto negativních vlivů se určí pomocí koeficientů P_1 a P_2 . Tyto koeficienty se určují z experimentálních měření. Obecně lze říci, že koeficient P_1 se volí pro sklovláknitou izolaci v rozmezí 10 až 15 % a koeficient P_2 se volí podle jednotlivých konstrukčních prvků vozidla v rozmezí 10 až 50 %.

Vypočítané hodnoty redukovaného tepelného odporu pro jednotlivé konstrukční prvky jsou uvedené v tabulce 3.17.

Tab. 3.17: Redukovaný tepelný odpor jednotlivých konstrukčních prvků vozidla

Konstrukční část	Tepelný odpor R	P1	P2	Redukovaný tepelný odpor R_r
		(%)	(%)	($m^2.K.W^{-1}$)
bočnice	1,348	15	30	0,930
okno	1,268	15	45	0,793
podlaha	1,991	15	30	1,373
střecha	1,525	15	30	1,052
dveře	0,886	15	30	0,611
okno dveře	1,263	15	45	0,789
čelo	0,882	15	30	0,608
most střechy	2,025	15	15	1,558
most podlahy	1,939	15	15	1,491

Vzorový výpočet redukovaného tepelného odporu R_r bočnice podle vztahu (3.12):

$$R_r = \frac{100 \cdot 1,348}{100 + 15 + 30} = \frac{134,8}{145} = 0,930 \quad (m^2.K.W^{-1})$$

Následně pomocí vztahu (3.11) a tabulky 3.7 vypočtu součinitel prostupu tepla k_i pro vozidlo pohybující se minimální rychlostí (v_{min}) a pohybující se vozidlo maximální rychlostí (v_{max}). Vypočítané hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.18.

Tab. 3.18: Součinitel prostupu tepla pro jednotlivé konstrukční prvky vozidla

Konstrukční prvek	součinitel přestupu tepla na vnitřním povrchu stěny α_i ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)	součinitel přestupu tepla na vnějším povrchu stěny α_e ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)		Redukovaný tepelný odpor R_r ($\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$)	k_i ($\text{W.m}^2.\text{K}^{-1}$)	
		α_{emin}	α_{emax}		k_{ivmin}	k_{ivmax}
bočnice	8,1	19,2	108,8	0,930	0,905	0,941
okno	11	19,2	108,8	0,793	1,069	1,120
podlaha	6,9	19,2	108,8	1,373	0,637	0,655
střecha	8,7	19,2	108,8	1,052	0,820	0,850
dveře	9,2	19,2	108,8	0,611	1,296	1,372
okno dveře	11	19,2	108,8	0,789	1,072	1,124
čelo	9,2	19,2	108,8	0,608	1,301	1,377
most střechy	8,7	19,2	108,8	1,558	0,580	0,595
most podlahy	6,9	19,2	108,8	1,491	0,592	0,608

Vzorový výpočet součinitele prostupu tepla k_i pro bočnici podle vztahu (3.11):

pro $v_{min} = 5 \text{ km.h}^{-1}$

$$k_j = \frac{1}{\frac{1}{8,1} + 0,930 + \frac{1}{19,2}} = 0,905 \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1})$$

pro $v_{max} = 160 \text{ km.h}^{-1}$

$$k_j = \frac{1}{\frac{1}{8,1} + 0,930 + \frac{1}{108,8}} = 0,941 \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1})$$

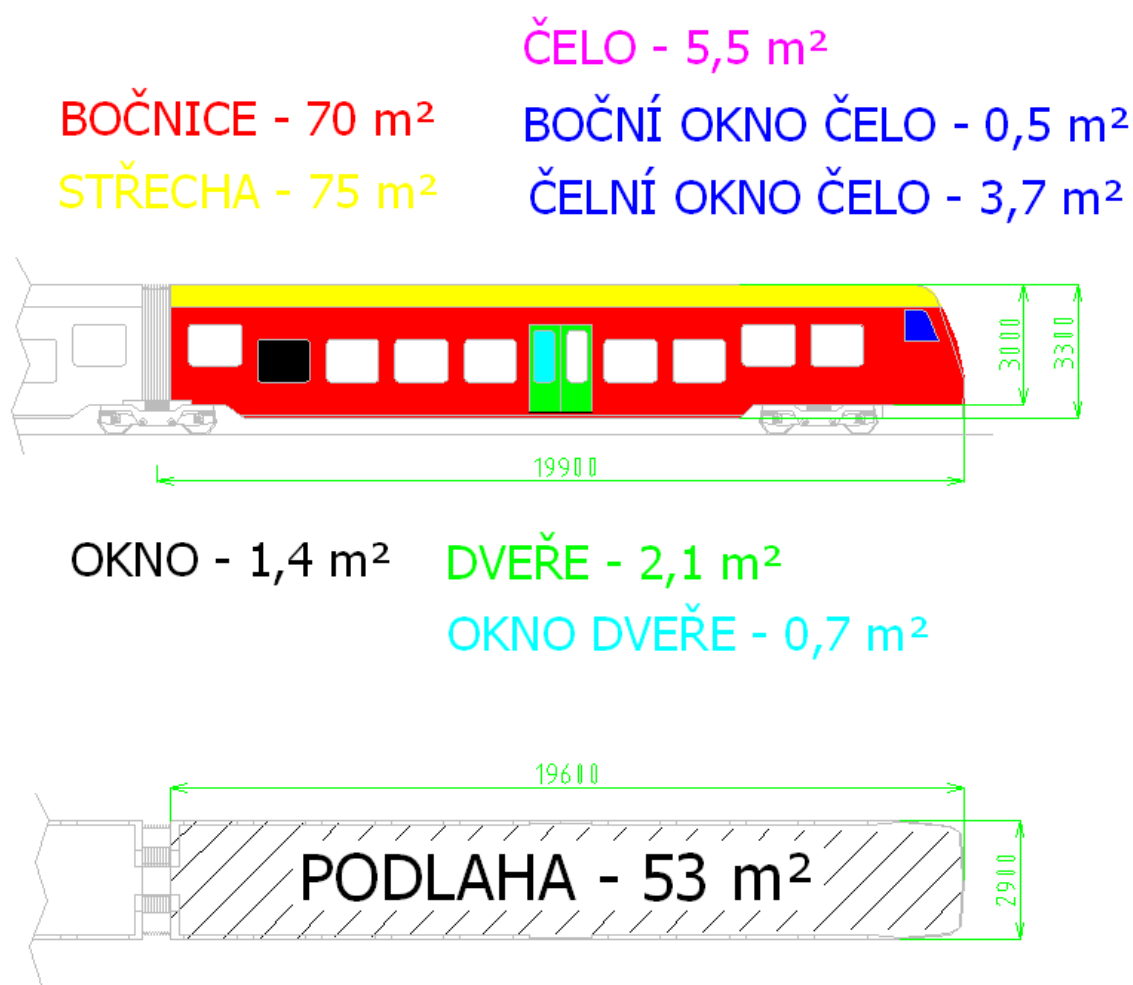
3.3.2 Výpočet celkové tepelné ztráty vozidla Q_c

Výpočet provedu pro jeden vůz nízkopodlažní jednotky. Pro výpočet celkových tepelných ztrát vozidla Q_c použiji vztahy (3.4) - (3.10) a tabulky 3.2, 3.5 a 3.18.

Pro výpočet tepelných ztrát vozidla stanovím plochy, které ohraničují vytápěný prostor. Plochy jsou odečteny z výkresu č. L-9.2009 a zobrazeny na obrázku 3.13.

Technická parametry jednoho vozu jednotky:

- délka 19,9 m
- šířka 2,9 m
- výška 3,7 m (od TK)



Obr. 3.13: Plochy konstrukčních celků

Při výpočtu celkové tepelné ztráty vozidla Q_c musím výpočet rozdělit na několik podvýpočtů. Stanovím tepelnou ztrátu prostupem tepla přes skříň vozidla Q_o , tepelnou ztrátu infiltrací Q_i a tepelnou ztrátu větráním Q_v .

Tepelné ztráty prostupem tepla přes stěny skříně vozidla Q_o

Při výpočtu tepelné ztráty prostupu tepla stěnami skříně vozidla Q_o budu vycházet ze vztahu (3.9). Součinitel prostupu tepla k_i odečtu z tabulky 3.18, plochy konstrukčních celků z obrázku 3.13 a hodnoty výpočtových teplot stanovím pro $T_{im} = 22\text{ °C}$ a pro $T_{emz} = -20\text{ °C}$ pro zimní období a $T_{eml} = 32\text{ °C}$ pro letní období. Výpočet provedu pro minimální rychlost a maximální rychlost vozidla. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.19.

Tab. 3.19: Tepelná ztráta vozidla prostupem tepla

Konstrukční prvek	Plocha S (m ²)	k_i (W.m ² .K ⁻¹)		Q_o (W)			
				T_{emz}		T_{eml}	
		v_{min}	v_{max}	v_{min}	v_{max}	v_{min}	v_{max}
bočnice	70	0,905	0,941	2659	2767	-380	-395
okno	29	1,069	1,120	1302	1364	-186	-195
podlaha	53	0,637	0,655	1417	1457	-202	-208
střecha	75	0,820	0,850	2584	2678	-369	-383
dveře	4,2	1,296	1,372	229	242	-33	-35
okno dveře	2,6	1,072	1,124	117	123	-17	-18
čelo	5,5	1,301	1,377	300	318	-43	-45
most střechy	23	0,580	0,595	560	574	-80	-82
most podlahy	16	0,592	0,608	398	408	-57	-58
Součet				9567	9932	-1367	-1419

Vzorový výpočet tepelných ztrát prostupem tepla Q_o přes bočnici vozidla podle vztahu (3.9).

- tepelná ztráta bočnice, zimní období T_{emz} , $v_{max} = 160\text{ km/h}$

$$Q_o = 0,941 \cdot 70 \cdot (22 - (-20)) = 2\,767 \quad (\text{W})$$

- tepelná ztráta bočnice, zimní období T_{emz} , $v_{min} = 5 \text{ km/h}$

$$Q_o = 0,905 \cdot 70 \cdot (22 - (-20)) = 2\,659 \quad (\text{W})$$

Tepelná ztráta infiltrací Q_i

Tepelnou ztrátu infiltrací Q_i vypočítám podle vztahu (3.10). Ovšem pro komplikovanost určení celkového objemového průtoku infiltrovaného vzduchu volím procentuální koeficient $k_{\%} = 20 \%$ [8]. Hodnoty tepelných ztrát pro ztráty infiltrací jsou uvedeny v tabulce 3.20.

Tab. 3.20: Tepelná ztráta infiltrací skříně vozidla Q_i

$Q_o \text{ (W)}$				$Q_i \text{ (W)}$			
T_{emz}		T_{eml}		T_{emz}		T_{eml}	
v_{min}	v_{max}	v_{min}	v_{max}	v_{min}	v_{max}	v_{min}	v_{max}
9567	9932	-1367	-1419	1913	1986	-273	-284

Vzorový výpočet tepelných ztrát infiltrací skříně Q_i vozidla podle vztahu (3.10).

- zimní období T_{emz} , $v_{max} = 160 \text{ km/h}$

$$Q_i = 9\,932 \cdot 0,20 = 1\,986 \quad (\text{W})$$

- zimní období T_{emz} , $v_{min} = 5 \text{ km/h}$

$$Q_i = 9\,567 \cdot 0,20 = 1\,913 \quad (\text{W})$$

Tepelná ztráta skříně vozidla Q_s

Podle vztahu (3.8) a tabulky 3.20 vypočítám tepelnou ztrátu skříně vozidla Q_s pro vytápěcí a chladicí režim. Pro vytápění se uvažuje maximální rychlost, neboť dochází k největšímu ochlazování vnějších stěn vozidla. Pro chlazení se uvažuje minimální rychlost vozidla, ochlazování vnějších stěn neprobíhá a chladicí zařízení musí vnitřní prostor uchladiť.

- zimní období $T_{emz}, v_{max} = 160 \text{ km/h}$ - vytápění

$$Q_s = 9\,932 + 1\,986 = 11\,918 \quad (\text{W})$$

- letní období $T_{emz}, v_{min} = 5 \text{ km/h}$ - chlazení

$$Q_s = -1\,367 + (-273) = -1\,640 \quad (\text{W})$$

Tepelná ztráta větráním Q_v

Tepelnou ztrátu větráním Q_v určím podle vztahu (3.6), (3.7) a hodnoty množství větracího vzduchu odečtu z tabulky 3.5. Podle tabulky 3.5 budu uvažovat minimální množství větracího vzduchu $15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ($-20^\circ\text{C} < T_e \leq -5^\circ\text{C}$ a $T_e > 26^\circ\text{C}$). Obsazenost vybraného vozu jednotky je rovna počtu sedadel + užité plochy na stání. Vybraný vůz jednotky má 66 míst k sezení a přibližně 70 míst k stání. Potom celkový objemový přítok větracího vzduchu vypočítám podle vztahu (3.7).

$$V_l = 15 \cdot 136 = 2\,040 \quad (\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$$

Tepelnou ztrátu větráním Q_v pro zimní období (vytápění) a letní období (chlazení) vypočítám podle vztahu (3.6).

- zimní období T_{emz} , vytápění

$$Q_v = 0,335.2\ 040.(22-(-20)) = 28\ 702 \quad (W)$$

- letní období T_{eml} , chlazení

$$Q_v = 0,335.2\ 040.(26 - 32) = - 4\ 100 \quad (W)$$

Celková tepelná ztráta vozidla Q_c

Celkovou tepelnou ztrátu vozidla vypočítám podle vztahu (3.4). Tepelnou ztrátu vytápěcího zařízení umístěného mimo skříň vozidla zanedbávám na základě konstrukčního řešení umístění vytápěcí jednotky do skříně vozidla.

- zimní období T_{emz} , $v_{max} = 160$ km/h - vytápění

$$Q_c = 11\ 918 + 28\ 702 = 40\ 620 \quad (W)$$

- letní období T_{eml} , $v_{min} = 5$ km/h - chlazení

$$Q_c = - 1\ 640 + (-4\ 100) = - 5\ 740 \quad (W)$$

3.3.3 Stanovení výkonu vytápěcího zařízení

Pro výpočet celkového výkonu vytápěcího zařízení pro vytápěcí a chladicí režim použijí vztahy (3.4), (3.5) a (3.17) – (3.19). Hodnoty celkové tepelné ztráty vozidla Q_c použijí z předchozí kapitoly a pro výpočet celkového tepelného zisku vozidla využijí vztah (3.5).

Tepelný zisk od cestujících Q_{li}

Vybraný vůz jednotky je určen pro 66 sedících a 70 stojících cestujících. Při výpočtu tepelného zisku od cestujících Q_{li} budu vycházet z předpokladu 50% obsaditelnosti vozu jednotky. Podle obrázku 3.2 určím velikost dodaného tepla cestujícími pro průměrnou interiérovou teplotu 22 °C. Pak pro výpočet tepelného zisku od cestujících Q_{li} platí.

- 50% obsaditelnost vozu = 68 osob

$$Q_{li} = 68 \cdot 110 = 7\,480 \quad (\text{W})$$

Tepelný zisk od vnitřních zařízení Q_m

Pro výpočet tepelného zisku od vnitřních zařízení Q_m budu vycházet z předpokladu, že jednotka není provozována a ani v současné době ještě vyráběna. Tudíž volbu vnitřních tepelných zařízení odhadnu teoreticky podle počtu sedadel v jednotce a volných prostorů v jednotce. Podle mé volby vyplývá, že jednotka je osazena 80 ks 20 W zářivek a 10 ks 10 W bodových světel s účinností 80%. Pak hodnota tepelného zisku od vnitřních zařízení Q_m je.

- zimní období, vytápění – 50 % činnost vnitřních zařízení

$$Q_m = 0,8 \cdot (40 \cdot 20 + 5 \cdot 10) = 680 \quad (\text{W})$$

- letní období, chlazení – 100 % činnost vnitřních zařízení

$$Q_m = 0,8 \cdot (80 \cdot 20 + 10 \cdot 10) = 1\,360 \text{ (W)}$$

Tepelný zisk od slunečního záření Q_{sl}

Tepelný zisk od slunečního záření Q_{sl} budu počítat ze vztahů (3.17), (3.18) a (3.19). Výpočet provedu pro minimální v_{min} a maximální v_{max} rychlost. Hodnoty tepelného zisku od oslnění vozidlové skříně Q_{osl} jsou uvedeny v tabulce 3.21. Hodnoty tepelného zisku propustností slunečního záření Q_{sp} v tabulce 3.22.

Tab. 3.21: Hodnoty tepelného zisku od slunečního záření Q_{osl}

Konstrukční prvek	Plocha S (m ²)	I (W.m ⁻² .h ⁻¹)	ν_i (-)	k_i		Q_{osl}	
				(W.m ² .K ⁻¹)		(W)	
				v_{min}	v_{max}	v_{min}	v_{max}
bočnice	70	350	0,88	0,905	0,941	1015,75	186,49
okno	29	350	0,92	1,069	1,120	519,74	96,13
střecha	75	700	0,07	0,820	0,850	157,01	28,72
dveře	4,2	350	0,88	1,296	1,372	87,31	16,32
okno dveře	2,6	350	0,92	6,438	8,894	280,72	68,44
čelo	5,5	350	0,88	1,301	1,377	114,75	21,45
most střechy	23	700	0,07	0,580	0,595	34,03	6,16
součet						2209,33	423,69

Tab. 3.22: Hodnoty tepelného zisku propustností slunečního záření Q_{sp}

Konstrukční prvek	Plocha S (m ²)	I (W.m ⁻² .h ⁻¹)	ξ_j (-)	Q_{sp} (W)
okno	29	350	0,75	7612,5
okno dveře	2,6	350	0,8	728
součet				8340,5

Celkový tepelný zisk od slunečního záření je podle vztahu (3.17).

- pro $v_{\min} = 5 \text{ km.h}^{-1}$

$$Q_{sl} = 2\,209 + 8\,340 = 10\,549 \quad (\text{W})$$

Celkový tepelný zisk vozidla Q_z

K výpočtu celkového tepelného zisku vozidla Q_z využiji vztah (3.5) a hodnoty vypočítám pro zimní a letní období.

- zimní období, vytápění

$$Q_z = 7\,480 + 680 = 8\,160 \quad (\text{W})$$

- letní období, chlazení

- $v_{\min} = 5 \text{ km.h}^{-1}$

$$Q_z = 7\,480 + 1\,360 + 10\,549 = 19\,389 \quad (\text{W})$$

Celkový výkon vytápěcího zařízení P

Celkový výkon vytápěcího zařízení vypočítám podle vztahu (3.4) a jeho hodnota musí být větší než součet všech ztrát. Pro zimní a zároveň pro vytápěcí období platí.

- zimní období $T_{emz}, v_{max} = 160 \text{ km/h}$

$$P \geq 40\,620 - 8\,160 = 32\,460 \quad (\text{W})$$

Pro letní a zároveň chladící období platí.

- letní období $T_{eml}, v_{min} = 5 \text{ km/h}$

$$P \geq -5\,740 - 19\,389 = -25\,129 \quad (\text{W})$$

Pro návrh vytápěcího zařízení jednoho vozu nízkopodlažní jednotky volím výkon minimálně 35 kW. Pro klimatizační jednotku volím výkon minimálně 30 kW.

3.3.4 Stanovení tepelně technickým parametrů K_s a q_c

Součinitel prostupu tepla K_s

Výpočet součinitele prostupu tepla K_s provedu podle vztahu (3.1). Tento součinitel představuje z jedno kritérií pro porovnání kvality tepelné izolace vozidlových skříní. Pokud pro výpočet použiji hodnoty z předchozích výpočtů. Pak hodnota K_s je.

- zimní období $T_{emz}, v_{max} = 160 \text{ km/h}$

$$K_s = \frac{11918}{278 \cdot (22 - (-20))} = 1,02 \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$$

- letní období $T_{eml}, v_{min} = 5 \text{ km/h}$

$$K_s = \frac{-1640}{278 \cdot (27 - 32)} = 1,17 \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$$

Měrná tepelná ztráta vozidla q_c

Výpočet měrné tepelné ztráty vozidla q_c provedu podle vztahu (3.2).

- zimní období $T_{emz}, v_{max} = 160 \text{ km/h}$

$$q_c = \frac{40\,620}{133 \cdot (22 - (-20))} = 7,2 \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1})$$

- letní období $T_{eml}, v_{min} = 5 \text{ km/h}$

$$q_c = \frac{-5\,740}{133 \cdot (27 - 32)} = 8,6 \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1})$$

4 Analýza a závěr zvolených řešení

Při návrhu principu vytápění, větrání a klimatizace pro nízkopodlažní jednotku je nutné si uvědomit rozdílnost mezi standardní jednotkou a nízkopodlažní jednotkou. Rozdíl je především v parametru výšky podlahy od temene kolejnic. U standardních kolejových vozidel je parametr výšky podlahy nad temenem kolejnice větší než u nízkopodlažní jednotky. Z toho vyplývá, že u standardních jednotek je vhodné a nejúčinnější umístit všechna zařízení do spodní části vozidla pod podlahu vozu. U nízkopodlažních vozů tuto možnost nemáme a jsme velmi omezení. Je tedy nutné tato zařízení umístit na střeše vozu. V návrhu je proto u obou nízkopodlažních jednotek umístěno vytápěcí, větrací a klimatizační zařízení na střeše vozu. Ve zvoleném řešení, se vytápěcí a větrací zařízení umístěné na střeše vozu nepodílí na regulaci teploty uvnitř jednotek.

U nízkopodlažní jednotky nezávislé trakce s teplovodním vytápěním, je jako zdroj energie využito odpadní teplo z chladicího okruhu spalovacího motoru. Technické řešení vychází z využití teplovodních topnic, které rozvádí vytápěcí kapalinu po voze. Rozvody jsou vedeny nad podlahou nebo pod podlahou po boku vozidla a nepředstavují žádné prostorové omezení ve vozidle. Zapojení větví topnic je paralelní, takže v případě výpadku jedné větve vlivem poruchy topnic v první větvi můžeme částečně vytápět vnitřní prostor druhou větví.

U nízkopodlažní jednotky závislé trakce je použit podobný princip jako u jednotky nezávislé trakce. Místo rozvodu potrubí horké a ochlazené kapaliny jsou rozvedeny po voze elektrické kabely, které přivádějí elektrickou energii k elektrickým topnicím. Ty jsou zdrojem tepla pro režim vytápění v nízkopodlažní jednotce závislé trakce. Větrací, vytápěcí a klimatizační zařízení, stejně jako u nízkopodlažní jednotky nezávislé trakce, je umístěno na střeše vozu.

Pokud porovnáme provedení obou jednotek zjistím, že hlavní uzlové body jsou totožné. U obou jednotek je totožné umístění vytápěcího a klimatizačního zařízení, vzduchových kanálů i topnic. Rozvody k topnicím jsou vedeny na stejných místech. Odlišnost je pouze v typu použitých rozvodů. U jednotky nezávislé trakce je použito potrubí, u jednotky závislé trakce jsou použity elektrické kabely. Zvolený princip umožní značnou unifikaci uzlů. Při vývoji, výrobě

a následně provozu obou typů vozidel ve stejné době tak bude u výrobce dosaženo optimálních nákladů na nakupovaný materiál a vlastní výrobu a pro provozovatele pak umožní snížení počtu náhradních dílů a tím nižší náklady v provozu.

V práci byl dále proveden výpočet tepelných ztrát skříně a návrh dimenze vytápěcího a větracího systému jednoho vozu jednotky. Pro výpočet byly využity především normy UIC 553 a TNŽ 28 7300. Podle provedeného výpočtu byla vypočtena hodnota výkonu pro vytápěcí zařízení $P_{\text{vyt}} = 35 \text{ kW}$ a hodnota pro klimatizační zařízení $P_{\text{chl}} = 30 \text{ kW}$. Hodnota součinitele přestupu tepla $K_s = 1,02 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pro zimní období, resp. $K_s = 1,17 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pro letní období. Z dosažených výsledků součinitele přestupu tepla vyplývá, že bylo dosaženo podmínky požadovaných hodnot podle TNŽ 28 7300.

Ve výpočtu mohlo dojít k určitým odchylkám, které mohly výsledek v konečné fázi ovlivnit. Odchytky mohly být zapříčiněny optimalizací povrchu skříně, volbou přírážek na kvalitu izolace a vlivem tepelných můstků nebo volbou počtu vnitřních zařízení vyzařující teplo.

Použitá literatura

- [1] KOLEJOVÉ VOZY, Ing. Jiří Izer, CSc., Ing. Jaroslav Janda. CSc., Ing. Zdeněk Maruna, Ing. Stanislav Drůbek, VŠ Dopravy a spojov v Žiline, 1986, 380 s., 63 – 870 -84
- [2] KOL´AJOVÉ VOZIDLÁ – Riešené príklady, Doc. Ing. Daniel Kalinčák, PhD., Ing. Ferdinand Janíček, Ing. Kamil Korecz, Ing. Andrej Lang, Žilinská univerzita v Žiline, 2004, 173 s. ISBN 80-8070-352-3
- [3] VYTÁPĚNÍ A VĚTRÁNÍ, Ing. Dr. Jaromír Cihelka a kolektiv, SNTL Praha, 1975, 704 s., typ. číslo L12-E1-IV-41/22367
- [4] VYTÁPĚNÍ A VĚTRÁNÍ ŽELEZNIČNÍCH VOZIDEL OSOBNÍ DOPRAVY, Všeobecné ustanovení, základní podmínky a požadavky, výpočty a konstrukce, Norma TNŽ 28 7300, 1989, 40 s.
- [5] LÜFTUNG, HEIZUNG UND KLIMATISIERUNG DER REISEZUGWAGEN, Norma UIC 553, 2003, 28 s., ISBN 2-7461-0439-3
- [6] POPIS A NÁVOD K OBSLUZE ELEKTRICKÝCH I TOPNÝCH SYSTÉMŮ TAŽENÝCH OSOBNÍCH ŽELEZNIČNÍCH VOZŮ A JEJICH ZVLÁŠTNÍCH SPOTŘEBIČŮ, ČD SR 49(V), 2000, 173 s.
- [7] STROJNĚ TECHNICKÁ PŘÍRUČKA – Svazek 2, Ing. Svatopluk Černoch, SNTL Praha, 1977, 1273 s, typ. číslo L13-E1-IV-51/22568
- [8] VYTÁPĚCÍ SYSTÉMY SOUČASNÝCH VOZIDEL, dostupné na [www:](http://home.zcu.cz/~urbanek/kkv2/01.pdf)
<http://home.zcu.cz/~urbanek/kkv2/01.pdf>
- [9] ČSN 73 0540-3 Tepelná ochrana budov – Část 3: Návrhové hodnoty veličin, Český normalizační institut, 2005
- [10] dostupné na [www:](http://www.tsc-lg.cz/index.php?id_stranky=17) http://www.tsc-lg.cz/index.php?id_stranky=17